

УДК 621.01: 620.193.16

А.І. ГОРДЄЄВ

Хмельницький національний університет

## МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВПЛИВУ НА ВЛАСТИВОСТІ ВОДИ ТА ЇЇ ЗНЕЗАРАЖУВАННЯ

*Наведено методику проектування та розрахунку вібраційного приводу та основних конструктивних параметрів обладнання для зміни властивостей води та її знезаражування.*

*Ключеві слова: методика, привод, конструктивні параметри.*

A.I. GORDEEV

Khmelnytsky National University

### METHOD ON DESIGNING AND CONSTRUCTIVE ELEMENTS VIBRATION EQUIPMENT INFLUENCE ON THE PROPERTIES OF WATER AND ITS DISINFECTSON

*Abstract - The method of design and calculation of vibration about the eccentric type and basic design parameters of equipment to change the properties of water and its disinfection. Calculation of the length of the slide bushing - Rod and check a couple slider guide bushing for wear resistance. The examples of calculation of basic design parameters.*

*Keywords: methodology, drive, design parameters*

#### Вступ

Вода має ключове значення у створенні і підтримці життя на Землі, у хімічній будівлі живих організмів, у формуванні клімату і погоди. Є найважливішою харчовою речовиною для всіх живих істот на планеті Земля. Сутність зміни властивостей води, незалежно від способу активації, обумовлюється в порушенні водневих зв'язків кластерних структур для насичення води мономолекулами. Використання в промисловості різних методів активації води та водних розчинів становить значний інтерес і має істотне народногосподарське значення. Особливої уваги набувають питання вибору й оцінки методів зміни властивостей, вивчення механізму фізичних процесів активації води її знезаражування та створення обладнання для зазначених процесів.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій

З аналізу конструкцій вібраційних приводів [1] встановлено, що найбільш прийнятний для обладнання впливу на властивості води, за умови постійності амплітуди при зміні частоти коливань, є ексцентриковий привод.

Залежно від принципової будови ексцентрикові приводи діляться на зрівноважені та нерівноважені, із пусковим маховиком і ексцентриситетом, що збільшується в процесі пуску.

Ексцентриковий привод для вібраційних машин по принциповій будові поділяється: на привод з пружним шатуном, із підпружиненим приводним валом та з плаваючим кріпленням шатуна.

З точки зору можливості здійснювання регулювання привода розрізняють приводи з регульованою та нерегульованою амплітудою коливань.

Регульований привод у свою чергу поділяється на привод, регульований без зупинки машини, і привод, регульований у неробочому стані машини. По характеру регулювання розрізняють приводи з плавним і зі ступеневим регулюванням.

Відповідно до різних умов роботи ексцентрикові приводи для струшувальних і вібраційних машин принципово відрізняються один від одного. Якщо в струшувальних установках, що є звичайними машинами-механізмами, привід повинен надавати робочому органу кінематичне визначений рух, то у вібраційних установках він передає лише силові імпульси, а характер руху робочого органу визначається параметрами самої машини, величиною її мас та жорсткістю пружних зв'язків [1].

**Мета роботи** – створити методику проектування та розрахунку вібраційного приводу ексцентрикового типу та основних конструктивних параметрів обладнання для зміни властивостей води та її знезаражування

#### Виклад основного матеріалу

Спеціальне устаткування для різних видів оброблення пульсуючого робочого тіла (води) гідрокавітацією має широкі потенційні можливості використання в різних технологічних процесах: зміни властивостей води, її активації та знезаражування. Загальна методика проектування такого класу машин полягає у визначенні певних співвідношень конструктивних залежностей обладнання та гідропульсатора (ГП), форми насадка, необхідних режимів роботи приводу.

Для кожного типу обладнання необхідно визначити вихідні данні: продуктивність та тип виробництва. Беручи це до уваги, можна перейти на певні габаритні співвідношення обладнання, кількість

модулів гідропульсаторів, вибрати форму та конфігурацію насадків.

Конструктивно гідропульсатор можна розділити на дві частин: пульсуюча камера з поршнем і насадки, які розташовані у поршні. Конструктивна схема вібраційного кавітатора поршневого типу для активації рідини та її знезаражування показано на рис. 1.

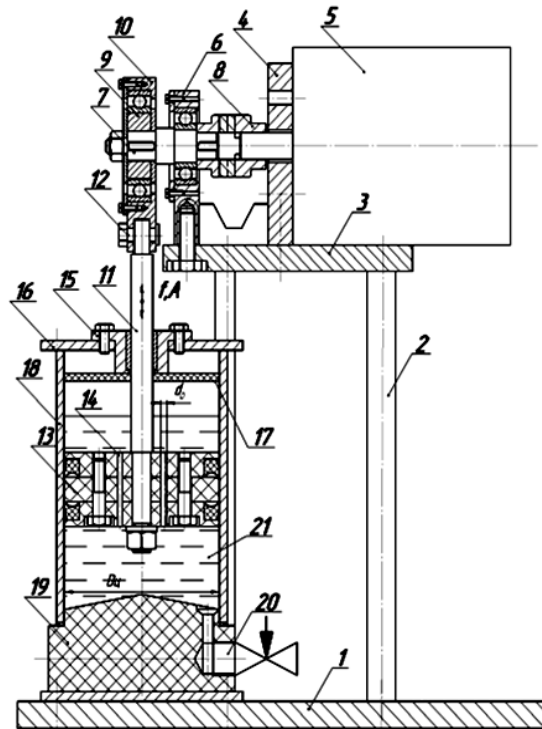


Рис. 1. Конструктивна схема вібраційного кавітатора поршневого типу

Працює устаткування [2]. наступним чином: попередньо через відкритий кран та отвір 20 заливають в циліндр 18 воду 21 Після вмикання електродвигуна 5 ексцентрик 9 починає обертатися і приводить у зворотно-поступальний рух шток 11 та поршень 13. Крізь отвори 14, з гострими крайками, багаторазово проходить вода 21. Для того, щоб вода 21 не розбризкувалась, на штокові 11 встановлено гумовий відбійник 17. При проходженні води 21 через отвори 14 з гострими крайками у поршні 13, завдяки певному співвідношенню діаметра  $D_n$  поршня 13 до діаметра  $d_o$  отвору 14 ( $D_n/d_o = 12$ ), підібраним, відповідно: амплітуді  $A$  та частоті  $f$  коливання поршня, у отворах 14 періодично утворюється кавітаційні порожнини, тобто, виникає гідрокавітація, яка енергетично впливає на структуру води 21. При ході поршня вверх створюється пониження тиску і виникають кавітаційні пухирці, які при ході поршня вниз, сплескуються і створюють вище зазначені ефекти: розрив та послаблення зв'язків між молекулами та руйнування бактерій і вірусів.

Ексцентриковий привод найбільш раціонально використовувати в низькочастотних вібраційних машинах, а також в установках із фіксованою амплітудою коливань. Цей тип приводу здатний створювати великі збуджуючі зусилля при невисоких частотах коливань.

При коливаннях виникають значні сили інерції, що передаються на підшипники ексцентрикового вала приводу. При цьому в підшипниках діють сили тертя, що обумовлює їх вихід із ладу.

Виходячи з цього, бажано мінімізувати маси коливальних елементів, які залежать від розмірів підшипника та обойми з кришкою, а також зменшити прогин консольної шкиви ведучого валу, який може привести до заклинювання штока у напрямній втулці.

Після визначення сили гідродинамічного тиску у пульсуючої камери з поршнем, вибору амплітуди та частоти коливань розраховується діаметр шийки вала під кулачок (рис. 2).

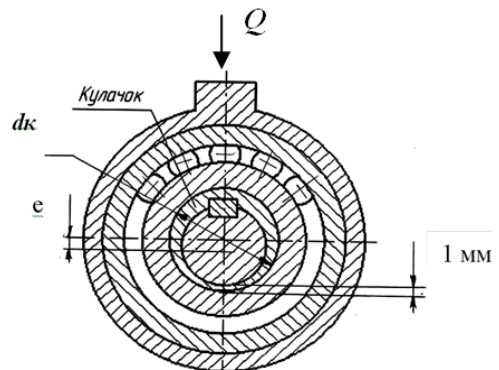


Рис. 2. Вид ексцентрикового приводу в перерізі

В місці посадки ексцентрика на вал діє сила  $Q$  з боку гідропульсатора:

$$Q = F_{in} + F_{din}, \tag{1}$$

де  $F_{in} = ma$  – сила інерції коливальних елементів;

$a = Af^2$  – прискорення при коливальному русі;

$m$  – маса рухомих частин устаткування;

$F_{din} = PS$  – динамічна сила на штоці, що виникає внаслідок виникнення тиску  $P$  в камері гідропульсатора, яка діє на площу  $S$  поршня.

Розраховуємо розмір вала під ексцентриком:

$$M_{32} = Q \cdot L, \quad (2)$$

де  $L$  – довжина консолі вала під ексцентриком.

Діаметр шийки вала під ексцентрик визначаємо за формулою:

$$d_{вала} = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{32}}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]}} \quad (3)$$

де  $[\sigma_{32}]$  – допустимі напруження на згин;  $[\sigma_{32}] = 45$  МПа для Сталі 45.

Розрахунок інших параметрів вала на міцність проводиться за стандартною методикою.

Після розрахунку розмірів вала підбираються конструктивні параметри кулачка. Найменший розмір стінки кулачка, з точки зору технологічності виготовлення, приймається товщиною один мм (рис. 2).

Тоді внутрішній діаметр підшипника можна визначити за залежністю:

$$d_{вн}^{підш} = d_{кул}^{зов} \geq d_{вала} + e + 1 \text{ мм}, \quad (4)$$

де  $d_{вн}^{підш}$  – внутрішній діаметр підшипника;

$d_{кул}^{зов}$  – зовнішній діаметр кулачка;

$d_{вала}$  – діаметр вала під кулачок;

$e$  – ексцентриситет кулачка.

Вибираємо стандартні розміри внутрішнього та зовнішнього діаметрів кулькового радіального підшипника. Перевіряємо підшипник по динамічній вантажопід'ємності.

Для визначення довжини втулки  $l$  під шток в залежності від розміру штока  $d$  необхідно користуватись приведеними нижче залежностями.

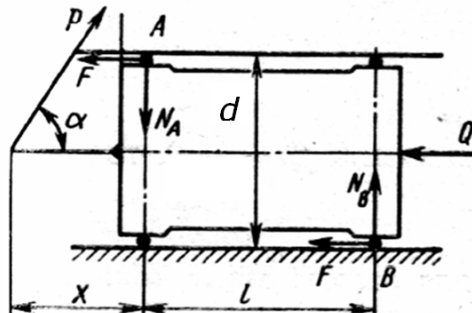


Рис. 3. Схема сил для визначення діаметра втулки ковзання штока

В поступальній парі результуюча сила тертя  $F$  залежить не лише від матеріалів поверхонь, що труться, які враховуються коефіцієнтом тертя  $f$ , але й від точки прикладення та спрямування сили й розмірів штока  $d$ . При дії на шток сили  $Q$  сила  $P$ , яка зсуває та складає з віссю повзуна кут  $\alpha$  (рис. 3), визначається за формулою [3]:

$$P = \frac{Q}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha \left(1 + \frac{2x - f \cdot d}{l}\right)}, \quad (5)$$

і буде тим менше, чим більше довжина  $l$  втулки, і чим менше розмір  $d$  та  $x$ . Якщо будуть виконуватися умови:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{1}{f \left(1 + \frac{2x - f \cdot d}{l}\right)} \quad \text{або} \quad x \geq \frac{1}{2} \left(\frac{1}{f \cdot \operatorname{tg} \alpha} - 1 + \frac{f \cdot d}{l}\right), \quad (6)$$

то шток заклинить, і його рух стане неможливим.

Після визначення розмірів втулки: діаметра та довжини перевіряємо пару шток-напрямна втулка на стійкість проти зношування за формулою:

$$P = \frac{P_{\max}}{d \cdot l} < [P], \quad (7)$$

де  $P_{\max}$  – максимальна сила, що зсуває, Н;

$d$  – діаметр повзуна, мм ;

$l$  – довжина повзуна, мм;

$[P]$  – допустиме значення тиску для повзуна,  $[P] = 1$  МПа.

Для гасіння коливань необхідно застосовувати масивну основу та установки треба встановлювати на вібраційні опори. Привод гідропульсатора необхідно закривати кожухом.

Для запобігання корозії камеру пульсації необхідно виготовляти з корозійностійких матеріалів. Для ущільнень поршня гідропульсатора необхідно використовувати стійку до оливи гуму.

**Приклад розрахунку ексцентрикового вібраційного приводу кавітаційної установки для обробки води.** Приймаємо погодинний об'єм обробки води – 2,6 м<sup>3</sup>/год. Вибираємо конструкцію отвору у поршні з гострими крайками на вході та на виході. Кількість – один.

Розрахуємо орієнтовний внутрішній діаметр камери гідропульсатора, задавшись кутовою швидкістю  $\omega = 90$  с<sup>-1</sup> при  $A = 2$  мм.

$$D = 3 \sqrt[3]{\frac{V_2}{450 \cdot \psi \cdot \omega}} = 3 \sqrt[3]{\frac{2,6}{450 \cdot 0,033 \cdot 90}} = 0,13 \text{ м.}$$

Знайдемо діаметр отвору із співвідношення встановленого раніше [4]:

$$d_n = \frac{D}{12} = \frac{0,13}{12} = 0,0108 \text{ м.}$$

Тоді довжина отвору:

$$L_n = 5 \cdot 0,0108 = 0,054 \text{ м.}$$

Для визначення максимального значення тиску у насадку гідропульсатора вводимо значення розміру діаметра камери гідропульсатора та насадка у програму розрахунку на ЕОМ при певних амплітудах (від 0,04 мм до 3 мм) із певною частотою коливань  $f = 14$  Гц [4].

У результаті розрахунку отримуємо залежності тиску від частоти при різних амплітудах. Задавшись амплітудою 2 мм, визначаємо  $P_{max} = 0,18$  МПа при частоті  $f = 14$  Гц, або при кутовій частоті  $\omega = 2\pi \cdot f = 2 \cdot 3,14 \cdot 16 = 100,5$  с<sup>-1</sup>.

Перерахуємо розміри камери гідропульсатора при отриманих значеннях.

$$D = 3 \sqrt[3]{\frac{2,6}{450 \cdot 0,033 \cdot 100,5}} = 0,12 \text{ м.}$$

Уточнімо діаметр отвору у поршні та його довжину:

$$d_n = \frac{D}{12} = \frac{0,12}{12} = 0,01 \text{ м,} \quad L_n = 5 \cdot 0,01 = 0,05 \text{ м.}$$

Визначимо зусилля на штокові гідропульсатора:

$$F_{din} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} P_{max} = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} 0,18 \cdot 10^6 = 2034 \text{ Н.}$$

Приймаємо масу рухомих частин  $m = 4$  кг, тоді:

$$F_{in} = m \cdot A \cdot f^2 = 4 \cdot 0,002 \cdot 16^2 = 20,1 \text{ Н.}$$

Тоді сумарна сила, що діє на ексцентрик, дорівнює згідно формули (1):

$$Q_{max} = 2034 + 20,1 = 2054,1 \text{ Н.}$$

Розрахуємо момент, який згинає шийку валу під ексцентриком за формулою:

$$M_{32} = Q_{max} \cdot l,$$

де  $l$  – величина ексцентриситету, приймаємо  $l = A = 0,002$  м.

$$M_{32} = 2054,1 \cdot 0,002 = 4,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тоді діаметр шийки валу під ексцентриком згідно формули (3) буде:

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{32}}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]}} = 3 \sqrt[3]{\frac{4,1}{0,1 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,02 \text{ м,}$$

де  $[\sigma_{32}]$  – допустимі напруження на згин;  $[\sigma_{32}] = 45$  МПа.

Приймаємо діаметр шийки валу  $d = 0,025$  м.

З урахуванням мінімальної товщини стінки кулачка та ексцентриситету два мм приймаємо зовнішній діаметр кулачка 30 мм.

Визначаємо конструктивно довжину втулки повзуна  $l = 0,04$  м, діаметр повзуна  $d = 0,02$  м, приймаємо кут прикладання сили, яка зсовує  $\alpha = 10^\circ$ .

Перевіряємо умови заклинювання повзуна:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{1}{f(1 + \frac{2x - f \cdot d}{l})} = \frac{1}{0,16(1 + \frac{2 \cdot 0,02 - 0,16 \cdot 0,02}{0,04})} = 3,2.$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,182.$$

З розрахунку виходить, що  $\operatorname{tg} \alpha = 0,182 \leq 3,2$  – заклинювання не відбудеться.

Перевіримо пару втулка-повзун на стійкість проти зношування за ф. (7):

$$P = \frac{P_{\max}}{d \cdot l} = \frac{1,8 \cdot 10^{-6}}{0,02 \cdot 0,02} = 0,0045 < [P] = 1 \text{ МПа.}$$

Таким чином, розміри пари втулка-шток відповідають умовам стійкості проти зношування.

Розраховуємо потужність електродвигуна за формулою:

$$N = \frac{M_{\text{заг}} \cdot n}{9750} = \frac{4,1 \cdot 960}{9750} = 0,4 \text{ кВт,}$$

де  $n$  – оберти електродвигуна;  $n = 960$  об/хв.

Вибираємо електродвигун з урахуванням витрат на тертя у шатуні та підшипниках, А02–12–6, потужністю  $N = 0,6$  кВт, ККД = 0,7.

Розраховуємо ефективну потужність з урахуванням ККД.

$$N_{\text{ef}} = 0,6 \cdot 0,7 = 0,42 \text{ кВт.}$$

Розрахунок потужності електродвигуна показав, що необхідна ефективна потужність достатня для здійснення коливань приводу.

Після визначення основних параметрів обладнання проводимо розрахунок деталей, які коливаються, з оптимізацією за розмірами та масою методом скінчених елементів в програмному продукті Cosmos, що працює в оболонці програмного продукту Solid Works.

### Висновки

Обґрунтовано застосування ексцентрикового приводу для вібраційного обладнання зміни властивостей води та її знезаражування. Створено методику проектування і розрахунку вібраційного приводу ексцентрикового типу та основних конструктивних параметрів обладнання для зміни властивостей води та її знезаражування.

### Література

1. Спиваковский А.О. Вибрационные конвейеры / А.О. Спиваковский, И.Ф. Гончаревич. – М. : Машиностроение, 1972. – 228 с.
2. Сілін Р.І. Вібраційний кавітатор поршневого типу для активації рідини та її знезаражування / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв, О.А. Копицяк // Сб.тр. IV меж. н-т. конференції «Современные достижения в науке и образовании», Будва, Черногория. – Хмельницький : ХНУ, 2010. – С.149–151.
3. Кожевников С.Н. Механизмы : [справочник] / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин ; под ред. С.Н. Кожевникова. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.
4. Сілін Р.І. Вібраційне обладнання на основі гідропульсатора : [монографія] / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв. – Хмельницький : ХНУ, 2007. – 386 с.

### References

1. Spivakovskiy A.O. Vibracionnye konveery / A. O. Spivakovskiy, I.F. Goncharevich. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 228 p.
2. Silin R.I. Vibratsionnyy kavitator porshnhevogo typu dlya aktivatsii ridini ta ii znezarajuvannya / R.I. Silin, A.I. Gordeev, O.A. Kopyciak // Sb.tr. IV mej. n-t. konferentsii «Covremennye dostizheniya v nauke i obrazovanii», Budva, Chernogoriya. - Hmelnickiy: HNU, 2010. - pp.149 - 151.
3. Kojevnikov S. N., Esipenko YA., M.I Raskin Mehanizmy : spravochnik; pod red. S. N. Kojevnikova. - Izd. 4-e, pererab. i dop. - M. : Mashinostroenie, 1976. – 784 p.
4. Silin R. I., Gordeev A.I. Vibratsiynne obladnannya na osnovi gidropulsatora : monografiya. - Hmelnickiy : HNU, 2007. - 386 p.

Рецензія/Peer review : 15.1.2014 р.

Надрукована/Printed :7.2.2014 р.

Статтю представляє: д.т.н. Гордєєв А.І.