

О.А. ГОРДЕЄВ, А.К. КАРМАЛІТА

Хмельницький національний університет

В.М. ПАВЛІСЬКИЙ

Національний університет біоресурсів і природокористування України "Бережанський агротехнічний інститут"

## АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ МАСТИЛОУТРИМУЮЧИХ КАНАВОК

*Наведено конструкцію обладнання для нанесення лунок. Побудовано аналітичну модель коливального процесу мембранного приводу камери пульсації. При її створенні були прийняті певні припущення та обмеження. Визначено амплітудо-частотну характеристику приводу.*

*Ключеві слова: вібраційне обладнання, динамічні характеристики.*

O.A. GORDEEV, A.K. KARMALITA

Khmelnitsky National University

V.M. PAVLISKIY

Berejanskiy agrotechnicny institut

### ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF VIBRATION EQUIPMENT GEAR FOR APPLYING OIL-RESTRAINING GROOVES

*Abstract – This scheme shape forming movements in equipment and construction equipment drive vibration causing holes. An analytical model of the oscillatory process chamber over the membrane fluctuations. At its creation to accept certain assumptions and limitations. Defined amplitude-frequency response of the drive. Powered graphical dependence of the amplitude of the frequency. From the analysis of the constructed model membrane fluctuations vibration pulsation chamber about the installed non-linear dependence of amplitude on frequency. The dependences to assess the dynamic pressure and maximum jet velocity, resulting in attachment depending on the frequency of oscillation. From the analytical model that is proposed, it was found that the maximum productivity of equipment and power hitting balls on the surface can be achieved at frequencies of oscillation of the membrane from 12 Hz to 14 Hz.*

*Keywords: vibrating equipment dynamic characteristics.*

#### Вступ

Технічний стан машини легкої промисловості характеризується сукупністю значень її основних параметрів, до яких відносяться продуктивність, якість виробів, що випускаються на машині, споживана потужність, точність роботи, міцність, твердість та ін. Кожний з цих параметрів повинний знаходитися в межах, установлених для них, і внесених у технічну документацію величин. У період експлуатації устаткування його довговічність знижується внаслідок зношування, сталого руйнування, старіння, зміни розмірів і форм сполучень, погіршення міцнісних і пружних властивостей матеріалів, а також через відхилення і зміни у вузлах і механізмах, що супроводжуються розладнанням або поломкою машин. При цьому машини втрачають свою працездатність. Це залежить від: конструкції машини, умов її експлуатації, точності виготовлення деталей і вузлів, правильності їхньої зборки, якості контролю, кваліфікації кадрів. Низька надійність машин створює непевність у їхній працездатності і тим самим знижує попит на них, що призводить до скорочення їхнього випуску і зменшенню обсягу реалізації.

Надійність і працездатність машин і агрегатів забезпечується багато в чому безвідмовною роботою їхніх опор, що створюють конструктивне оформлення технічних пристроїв. Підшипники ковзання широко застосовуються внаслідок ряду переваг: простота конструктивного виконання; довговічність у роботі; незначні габарити в радіальному напрямку, мала питома маса стосовно сприйманих навантажень; безшумність і висока здатність, що демпфірує, при впливі циклічних і ударних навантажень, які присутні у машинах легкої промисловості.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для поліпшення умов змащування одним з напрямків було створення певного мікрорельєфу на поверхнях ковзання, а саме на внутрішній поверхні підшипника.

Для підвищення довговічності деталей машин при терті і зношуванні на їх поверхню додатково наносять різні мастилоутримувальні мікро- і макрорельєфи. Чим надійніше утримується мастильний матеріал між контактуючими деталями, тим менше вони зношуються. Профіль поверхні відіграє тут головну роль. Створені при обробці канавки на поверхні виконують функцію резервуарів для утримання і розподілу масла. За допомогою теоретичних досліджень, лабораторних і експлуатаційних випробувань визначаються тип, форма і глибина профілю, які є найприйнятнішими.

Питання, пов'язані із створенням регулярних рельєфів, детально вивчені в роботах [1], [21] та інших авторів. Отримані при цьому канавки виконують функцію змащувальних кишень, що сприяють утриманню і розподілу масла в зоні тертя і, у такий спосіб, підвищенню зносостійкості сполучення в цілому. Мастилоутримувальні канавки, як правило, змінюють геометрію поверхні матеріалів і, відповідно, несучу площу контакту при взаємодії з іншими поверхнями. Форма і розміри канавок визначаються технологією їх отримання.

Узагальнюючи результати багатьох досліджень зносостійкості поверхонь з регулярним рельєфом [3], можна намітити певні рекомендації щодо приведених вище параметрів. Крайці результати дають

поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Для надійного утримування масла, забезпечення перетікання його з канавки в зону контакту поверхонь, видалення забруднень найкращі результати дають канавки круглої форми.

### Мета роботи

Побудувати аналітичну модель коливального процесу мембранного приводу камери пульсації у вібраційному обладнанні для нанесення мастилоутримуючих лунок для визначення амплітудо-частотної характеристики.

### Виклад основного матеріалу

З аналізу існуючого обладнання для нанесення мастилоутримувальних профілів [3] з'ясовано, що відомі пристрої для нанесення канавок мають невисоку продуктивність, а обладнання ежекторного типу з кульками має значні енерговитрати та маючи постійний потік кульок призводить до отримання не упорядкованого характеру розташування лунок на поверхні.

Для отримання більш упорядкованого поля розташування лунок на поверхні деталі пропонується наступна схема роботи обладнання та необхідні рухи формоутворення: періодична подача кульок у потоковій рідині та обертання деталі з подачею вздовж осі (рис. 1) [4, 5].

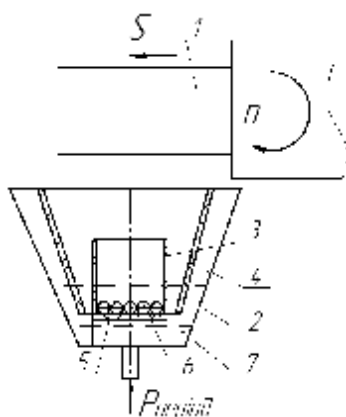


Рис. 1. Схема вібраційного гідравлічного кулькоударного обладнання: 1 – деталь; 2 – ванна; 3 – сопло; 4 – прийомна сітка; 5 – кульки; 6 – розподільча сітка; 7 – рідина

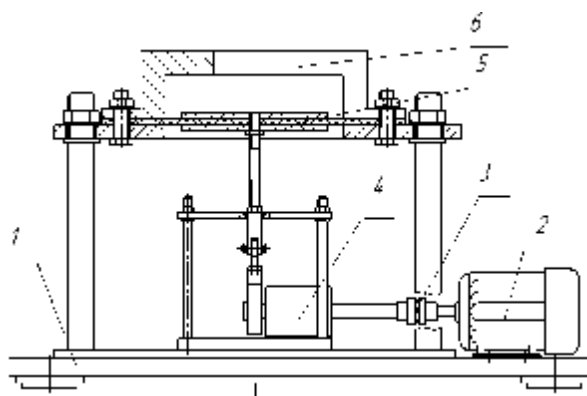


Рис. 2. Вібраційний привод гідравлічного кулькоударного обладнання: 1 – основа; 2 – електродвигун; 3 – муфта; 4 – ексцентриковий вібратор; 5 – рухома мембрана; 6 – камера стиснення рідини

При створенні імпульсного періодичного тиску  $P_{\text{період}}$  рідини 7 відбувається захват порції кульок 6, які попали у прийомний карман сопла 3 і викидання їх на поверхню яка оброблюється виробу 1. Кульки після удару по поверхні падають на прийомну сітку 6, та попадають у прийомний карман сопла 3 на розподільчу сітку 5. При зниженні тиску до нуля нова порція кульок западає у прийомний карман. Після цього цикл повторюється. Завдяки обертанню та осьовій подачі деталі на траєкторію удару кульок підводиться необроблена поверхня. Таким чином отримується більша упорядкованість розташування лунок на поверхні виробу. Для створення періодичного тиску рідини пропонується застосувати вібраційний привод з камерою стиску рідини (рис. 2) вібраційний привод складається з основи 1, на якій встановлено електродвигун 2, з'єднаний муфтою 3 з ексцентриковим вібратором 4. На стойках встановлено на пластині рухома мембрана 5 та камера стиснення рідини 6. Працює привод наступним чином: при русі мембрани 5 вниз рідина втягується у камеру 6, при русі мембрани 5 вверх рідина стискується та утворюється пульсуючий струмінь, який у подальшому діє на металеві кульки та викидає їх на поверхню яка оброблюється.

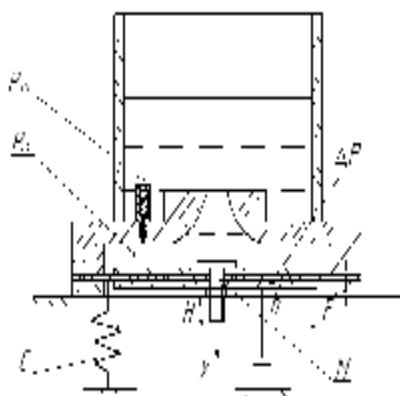


Рис. 3. Розрахункова схема робочого органу вібраційної машини

Для отримання найбільшої продуктивності процесу нанесення лунок та досягнення максимальної сили удару кульки у запропонованому обладнанні необхідно визначити значення максимального тиску або швидкості у соплі 3 (рис. 1). Ці параметри пов'язані з амплітудою та частотою коливаний приводу.

При побудові аналітичної моделі коливального процесу мембранного приводу камери пульсації (рис. 2) урахування усіх властивостей рідини, які впливають на динамічні процеси в пульсаційних механізмах вібраційних машин, дають дуже складні рівняння зв'язку, використання яких для аналітичних досліджень дуже складне, а іноді і неможливе. При роботі вібраційного обладнання основним параметром, який впливає на процес нанесення мастилоутримувально профілю є швидкість робочих тіл, а і відповідно тиск у соплі, що, в свою чергу, залежить від амплітудо-частотної характеристики робочого органу.

При виконанні побудови аналітичної моделі введемо допущення, які витікають з особливостей

конструкції пульсатора:

- 1) знехтуємо залежністю модуля об'ємного стискання робочої рідини від тиску;
- 2) знехтуємо витікання рідини, тому що немає рухомих ущільнень;
- 3) навантаження на мембрану складається з сили інерції, в'язкого тертя рідини, пружного зусилля, постійного за значенням та напрямком;
- 4) температура та в'язкість потоку робочої рідини постійні, тобто має місце встановлений тепловий режим;

При зроблених припущеннях диференціальні рівняння можна записати для схеми робочого органу вібраційної машини нанесення мастилоутримуючих лунок (рис. 3) у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} k_{cm} \frac{d\Delta p}{dt} + 2F \frac{dy}{dt} &= 2\mu \cdot f_{кл} \cdot \sin \omega t \sqrt{\frac{g}{\gamma} (p_{01} - p_{зл} - \Delta p \cdot \operatorname{sgn} \cdot \sin \omega t)}; \\ M \frac{d^2 y}{dt^2} + h \frac{dy}{dt} + cy &= G = F \cdot \Delta p \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску в камері пульсації;

$k_{cm}$  – коефіцієнт стиснення стовпа робочої рідини (це явище викликає наявність пухирців повітря у рідині);

$F$  – площа мембрани пульсатора;

$\mu$  – коефіцієнт витоку;

$f_{кл}$  – площа клапана;

$\gamma$  – питома вага;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$p_{01}$  – тиск у камері пульсації;

$p_{зл}$  – тиск зливу рідини при відкритті клапана;

$M$  – приведена маса рухомої мембрани та рідини у пульсаторі;

$h$  – демпфування, яке виникає за рахунок деформації гумової мембрани;

$c$  – пружна характеристика мембрани;

$y$  – переміщення рухомої мембрани.

Для подальшого аналізу переписемо рівняння у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} k_1 \frac{d\Delta p}{dt} + k_2 \frac{dy}{dt} &= \sin \omega t \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_{01} - p_{зл}} \operatorname{sgn} \cdot \sin \omega t}; \\ T_m^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\xi_m T_m \frac{dy}{dt} + y &= k_3 \cdot \Delta p \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $T_m = \sqrt{\frac{M}{c}}$  – механічна постійна часу мембрани;

$\xi_m = \frac{h}{2\sqrt{M \cdot c}}$  – механічний коефіцієнт демпфування;

$$k_1 = \frac{k_{cm}}{\mu \cdot f_{кл} \sqrt{\frac{g}{\gamma} (p_{01} - p_{зл})}};$$

$$k_2 = \frac{F}{\mu \cdot f_{кл} \sqrt{\frac{g}{\gamma} (p_{01} - p_{зл})}};$$

$$k_3 = \frac{F}{c}, \text{ – відповідні коефіцієнти підсилення.}$$

Провівши лінеаризацію рівняння (2) відповідно отримаємо систему за рівнянь, яка має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} T_2 \frac{d\Delta p}{dt} + \Delta p + k'_{r2} \frac{dy}{dt} &= k_4 \sin \omega t \\ T_m^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\xi_m T_m \frac{dy}{dt} + y &= k_3 \Delta p \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де  $T_2 = \pi(p_{01} - p_{3л})k_1$ ;  $k'_{r2} = \pi(p_{01} - p_{3л})k_2$ ;  $k_4 = \pi(p_{01} - p_{3л})$ .

Систему рівнянь (3) вирішено методом гармонічної лінеаризації при переході до безрозмірного часу  $\tau = \omega t + \theta$ . З урахуванням безрозмірного часу рівняння приймають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} T_2 \omega \frac{d\Delta p}{dt} + \Delta p + k'_{r2} \frac{dy}{dt} &= k_4 \sin(\tau + 0) \\ T_M^2 \omega^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\xi_M T_M \frac{dy}{dt} + y &= k_3 \Delta p \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де  $\theta$  – зрушення фази вхідного сигналу відносно фази першої гармоніки вимушених коливань мембрани яку знаходимо у вигляді:

$$y = A \sin \tau. \quad (5)$$

Зробивши припущення, що  $\operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = \operatorname{sgn} \cos t \approx \frac{4}{\pi} \cos t$  та виключивши з рівняння (4) проміжну змінну  $\Delta p$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} T_2 T_M^2 \omega^3 \frac{d^3 y}{d\tau^3} + T_M \omega^2 (2T_2 \xi_M + T_M) \frac{d^2 y}{d\tau^2} + \\ + \omega (T_2 + 2\xi_M T_M + k_2 k'_{r2}) \frac{dy}{d\tau} + y = k_3 k_4 \sin(\tau + 0) \end{aligned} \quad (6)$$

З урахуванням (5) отримаємо:

$$\begin{aligned} T_2 T_M^2 \omega^3 \frac{d^3 y}{d\tau^3} + T_M \omega^2 (2T_2 \xi_M + T_M) \frac{d^2 y}{d\tau^2} + \\ + \omega (T_2 + 2\xi_M T_M + k_2 k'_{r2}) \frac{dy}{d\tau} + A \sin \tau = k_3 k_4 \sin(\tau + 0). \end{aligned} \quad (7)$$

Підставивши в рівняння вирази для  $y$  та його похідних з при рівнянням коефіцієнтів при  $\sin t$  та  $\cos t$  в обох частинах рівняння отримаємо рівняння для визначення амплітуди  $A$ .

Рівняння амплітуди:

$$\begin{aligned} \{ [T_2 \omega (1 - T_M^2 \omega^2) + \omega (2\xi_M T_M + k_2 k'_{r2})]^2 + \\ + (1 - T_M^2 \omega^2 - 2\xi_M T_M T_2)^2 \} A^2 = k_3^2 k_4^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Амплітуда коливань:

$$A = \sqrt{\frac{k_3^2 k_4^2}{[T_2 \omega (1 - T_M^2 \omega^2) + \omega (2\xi_M T_M + k_2 k'_{r2})]^2 + (1 - T_M^2 \omega^2 - 2\xi_M T_M T_2)^2}}. \quad (9)$$

Проведемо математичне моделювання залежності амплітуди коливань пульсатора від частоти коливань у межах  $8\Gamma\text{ц} \leq f \leq 24\Gamma\text{ц}$  за наступних умов:

$$T_2 = \pi(p_{01} - p_{3л})k_1; \quad k'_{r2} = \pi(p_{01} - p_{3л})k_2; \quad k_4 = \pi(p_{01} - p_{3л});$$

$$T_M = \sqrt{\frac{M}{c}} = \sqrt{\frac{50}{10000}} = 0,071; \quad \xi_M = \frac{h}{2\sqrt{M \cdot c}} = \frac{0,4}{2\sqrt{50 \cdot 10000}} = 0,0003;$$

$$k_1 = \frac{k_{cm}}{\mu \cdot f_{кл} \sqrt{\frac{g}{\gamma}} (p_{01} - p_{3л})}; \quad k_2 = \frac{F}{\mu \cdot f_{кл} \sqrt{\frac{g}{\gamma}} (p_{01} - p_{3л})};$$

$$k_3 = \frac{F}{c} = \frac{0,0113}{10000} = 0,00000113; \quad p_{01} = 0,5 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad p_{3л} = 0,01 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad F = 0,0113 \text{ м}^2;$$

$$f_{кл} = 0,000079 \text{ м}^2; \quad c = 10000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad M = 50 \text{ Н}; \quad k_{cm} = 0,00005;$$

$$\mu = 0,4; \quad \gamma = 9810 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}; \quad g = 9,8 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}; \quad h = 0,4.$$

Зміна  $\omega$  проводилась від  $8 \frac{1}{c}$  до  $24 \frac{1}{c}$  кратністю  $4 \frac{1}{c}$ .

Для проведення розрахунків за допомогою програмного продукту «Matchad» для введення даних

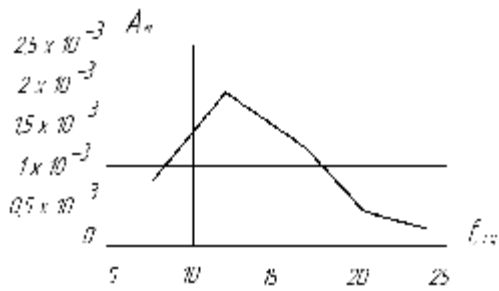


Рис. 4. Зміна величини амплітуди коливань мембрани камери пульсації від частоти коливань

були зроблені заміни:  $T_m = T_1$ ;  $\xi_{\mathcal{M}} = \xi$ ;  $k'_{r2} = k'$ ;  $p_{01} = P_1$ ;  $p_{31} = P_2$ .

Нижче наведено результати розрахунку значення величини амплітуди коливань мембрани камери пульсації від частоти її коливань.

З графіка рис. 4 отримано, що максимальна амплітуда коливань мембрани камери пульсації знаходиться при частоті  $f = 12-14$  Гц.

Величина амплітуди коливань у насадку, згідно з рівністю об'ємів рідини, які перетікають з камери пульсації у насадок, визначається за формулою:

$$A_H = \frac{A_K \cdot D_K^2}{d_H^2}, \quad (10)$$

а швидкість руху рідини на виході з насадка розраховується за формулою:

$$V = j \sqrt{2gA_H}. \quad (11)$$

Тоді силу нормального тиску в насадку пульсатора, що діє на робочі тіла (кульки), визначимо за формулою:

$$P = \frac{\gamma}{g} SV^2 \sin \beta. \quad (12)$$

З аналізу побудованої моделі коливання мембрани камери пульсації вібраційного приводу встановлено нелінійний характер залежності амплітуди коливань від частоти. Отримані залежності дозволяють оцінити динамічний тиск та максимальну швидкість струменя, що виникає у насадку залежно від частоти коливань.

#### Висновки

З аналітичної моделі, яка запропонована, встановлено, що максимальна продуктивність обладнання та сила удару кульки по поверхні може бути досягнута на частотах коливань мембрани від 12 Гц до 14 Гц.

Для підтвердження отриманих результатів необхідно провести експериментальні дослідження, за допомогою багатофакторного експерименту, силових характеристик робочого органа від його конструктивних параметрів та режимів роботи приводу.

#### Література

1. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с. : ил.
2. Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л. Г. Одинцов. – М. : Машиностроение, 1981. – 160 с.
3. Кузьменко А.Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей / А.Г. Кузьменко, А.В. Дыха. – Хмельницький : ХНУ, 2007. – 344 с.
4. Гордеев О.А. Технологічні методи підвищення довговічності вузлів ковзання обладнання легкої промисловості / О.А. Гордеев, А.К. Кармаліта // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2013. – № 3. – С. 47–52.
5. Гордеев О.А. Технологія та вібраційне обладнання для нанесення маслостримуючих лунок на поверхні ковзання / О.А. Гордеев, А.К. Кармаліта // Materiali VIII miedzynarodowej naucowi-practicznej konferencji «NAUKA I INOWACJA – 2012», 07–15 pazdziernika 2012 roku. Techniczne nauki. Nauka i studia. – Przemysl. – 2012. – Volume 21. – S. 9–11.

#### References

1. Shneider Ya.G. E'kspluatacijny'e svojctva detalej s reguljarny'm mikrorel'efom. L. Mashinostroenie, 1982, 248 p.
2. Odincov L.G. Finishnaj obrabotka detalej almazny'm vy`glavy`vaniem i vibrovj`glavy`vaniem. M. Mashinostroenie, 1981, 160 p.
3. Kuzmenko A. G., Dy`xa A.V. Kontakt, trenie i iznos smazany`x poverxnostej. Xmelnickij, XNU, 2007, 344 p.
4. Gordeev O.A., Karmalita A.K. Texnologichni metody pidvyshennja dovgovichnosti vuzliv kovzannja obladnannja legkoj promyslovosti, *Visnyk XNU, Texniczni nauky*, 2013, № 3, pp. 47–52.
5. Gordeev O.A., Karmalita A.K. Texnologij ta vibracijne obladnannja dlj nanesenja masloutrymuyuchix lunok na poverxni kovzannja, *Materiali VIII miedzynarodowej naucowi-practicznej konferencji «NAUKA I INOWACJA – 2012» 07-15 pazdziernika 2012 roku. Volume 21 Techniczne nauki. / Przemysl. Nauka i studia*. 2012. pp. 9-11.

Рецензія/Peer review : 15.7.2013 p.

Надрукована/Printed : 21.9.2013 p.

Рецензент: д.т.н. Гордеев А.І.