

УДК 631.3

Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.^{1,2}, професор МКА, дійсний член ПТАНУ; Діктерук М.Г., доцент²; Комоцька С.Ю., асистент².

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

² Київський національний університет будівництва і архітектури

УТОЧНЕНИЙ ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ ВІБРАЦІЙНИХ ГРЕЙФЕРІВ

Анотація. Проведений всебічний динамічний аналіз режимів руху вібраційних грейферів, що дозволило оптимізувати ці режими щодо мінімізації сил тертя щелеп грейфера, контактуючих із захоплюваним ними матеріалом (дисперсне середовище).

Ключові слова: динаміка, аналіз, оптимізація, режими, рух, вібраційний грейфер.

Аннотация. Проведен всесторонний динамический анализ режимов движения вибрационных грейферов, что позволило оптимизировать эти режимы относительно минимизации сил трения челюстей грейфера, контактирующих с захватываемым ними материалом (дисперсная среда).

Ключевые слова: динамика, анализ, оптимизация, режимы, движение, вибрационный грейфер.

Annotation. The comprehensive dynamic analysis of motion regimes for oscillation clamshells is conducted. One may to optimize these regimes in relation to minimization of friction's forces of clamshell's jaws contacting with the material taken by them (so called dispersive medium).

Keywords: dynamics, analysis, optimization, modes, motion, oscillation clamshell.

Постановка проблеми.

Відомо [1, 2], що грейфери – це найбільш автоматизовані вантажозахоплюючі пристрої для сипких, зв'язних та кускових вантажів. При використанні грейферів значно скорочується час на допоміжні роботи й цикл, підвищується продуктивність та виключається ручна праця. У вібраційних грейферах інтенсифікація занурення власне грейфера у матеріал забезпечується спеціальним вібратором, проте розрахунок сил заглиблення щелеп вібраційних грейферів вимагає уточнень і поглибленого динамічного аналізу хвилеутворень / збуджень, які виникають у ближній до щелеп грейфера зоні. Крім того, підвищення ефективності функціонування подібних

систем вимагає розробки оптимальних конструкцій таких грейферів та режимів їх руху (особливо у період пуску щелеп), бо це суттєво зменшує навантаження на робочі поверхні грейферів, підвищує їх надійність при тривалій експлуатації.

Аналіз літератури по темі дослідження.

Основи інженерних методів розрахунку грейферів вібраційної дії викладені у літературі [1, 2]. Проте авторам даної роботи невідомі розробки, публікації, які б враховували нестационарні коливання й хвилеутворення поблизу робочої поверхні щелепи грейфера, взаємодіючої із захоплюваним матеріалом, а також оптимізувати його роботу у перехідних режимах (пуску/гальмування).

Мета роботи полягає у встановленні основних динамічних характеристик взаємодії робочих поверхонь щелеп вібраційного грейфера з оброблюваним матеріалом (у який вони занурюються) шляхом уточненого динамічного аналізу та оптимізації їх (грейферів) режимів пуску, коли параметри системи (кінематичні та силові) мають нестационарну структуру (неусталений характер зміни).

Виклад основного змісту роботи. Розрахунок грейфера здійснюємо за схемою, поданою на рис.1 [1].

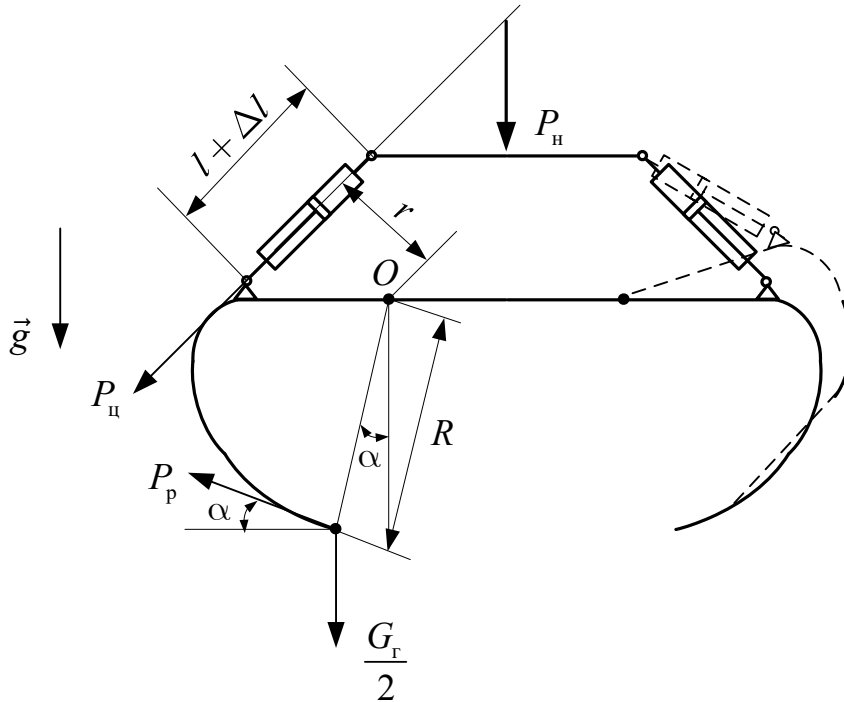


Рис.1. Схема до розрахунку грейфера ($G_r = m_{гр} \cdot g$)

Заглиблення грейфера у вантаж відбувається під дією його маси та напірного зусилля (P_H), яке створюється гідроциліндром закриття

чи спеціальним циліндром. Напірне зусилля у загальному випадку (рис.1) визначаємо зі співвідношення:

$$P_H = 2 \cdot P_p \sin \alpha - m_{гр} \cdot g \quad (1)$$

де $m_{гр}$ - маса грейфера (власна), g - прискорення вільного падіння (

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$). Максимальне значення P_H при $\alpha = 90^0$:

$$P_H^{(\max)} = 2P_p - m_{гр} \cdot g \quad (2)$$

і для канатного грейфера без напірного зусилля при $P_H = 0$:

$$m_{гр} \cdot g \geq 2P_p. \quad (3)$$

Зусилля зануренню щелеп грейфера (Н), яке складається із опору різання, зсуву, зм'яття та розриву елементів вантажу визначається за формулою:

$$P = S \cdot [q], \quad (4)$$

де $[q]$ - розрахункове питоме зусилля опору зануренню для піску та рихлої землі рекомендується $(1...1,2)10^5 \text{ Н/м}^2$, для глини та ґрунту – $(1,6...3,0) 10^5 \text{ Н/м}^2$, для матеріалів які складаються з великих шматків - $(5...8)10^5 \text{ Н/м}^2$, для силосу при кігтьовому захоплювачі - $(17...18)10^5 \text{ Н/м}^2$; S - площа поперечного перерізу ріжучої границі чи кігтів грейфера, які занурюються у вантаж: для кігтьового грейфера $S = z \cdot S_k$, де: z - кількість кігтів й S_k - площа перерізу кігтя; для ковшового $S_0 = \delta \cdot p$, тут: δ й p – товщина та периметр ріжучої границі, м.

З урахуванням (4), формулу (1) можна подати таким чином:

$$P_H = 2S[q] \cdot \sin \alpha - m_{гр} \cdot g, \quad (5)$$

а формулу (2), для $P_H^{(\max)}$:

$$P_H^{(\max)} = 2S[q] - m_{гр} \cdot g. \quad (6)$$

Співвідношення (3) можна записати так:

$$m_{гр} \cdot g \geq 2S[q]. \quad (7)$$

Зусилля, яке діє на шток гідроциліндра грейфера $P_{ц}$ можна визначити як напірне з умов $\sum M = 0$ відносно точки O (рис.1):

$$P_{ц} \cdot r + \frac{k \cdot G_{гр}}{2} \cdot R \cdot \sin \alpha = P_p \cdot R. \quad (8)$$

(Слід зазначити, що у [1] співвідношення типу (8) подане з помилкою щодо знаку другого члену лівої частини рівності).

З (8) маємо:

$$P_{ц} = \frac{R}{r} (P_p - 0,5k \cdot G_r \cdot \sin \alpha) = \frac{R}{r} (S[q] - \frac{1}{2}k \cdot m_{тр} \cdot g \cdot \sin \alpha). \quad (9)$$

При $\alpha = 90^0$ з (9) легко тримати:

$$P_{ц} = \frac{R}{r} (P_p - 0,5 \cdot k \cdot G_r) = \frac{R}{r} (S[q] - 0,5 \cdot k \cdot m_{тр} \cdot g). \quad (10)$$

Згідно [1] сила ваги щелей грейфера $G_{щ}$:

$$G_{щ} = k \cdot G_r = k \cdot m_{тр} \cdot g, \quad (11)$$

де $k = 0,6...0,8$ (Отже, за допомогою співвідношення (11) у виразі для $P_{ц}$ (9) чи (10) враховують вагу щелеп грейфера).

З умов аналізу роботи, яку виконує грейфер [1, 2], зусилля на штоці гідроциліндра дорівнює:

$$P_{ц} = \frac{A}{l \cdot \eta}, \quad (12)$$

де A - робота, яка витрачається на відривання, деформацію та тертя матеріалу; l - довжина ходи поршня при замиканні щелепи; η - ККД механізму грейфера. З формули (12) легко визначити η :

$$\eta = \frac{A}{P_{ц} \cdot l}. \quad (13)$$

Узагальнена сила Q , яка протидіє зануренню у матеріал щелеп грейфера, може бути визначена як відношення елементарної роботи щелеп грейфера dA до елементу дуги $Rd\alpha$ (рис.1) на якій ця робота виконується. (Подібний підхід використовують у задачах динаміки машин і механізмів, які взаємодіють з оброблювальним середовищем, застосовуючи принцип Даламбера).

$$\frac{dA}{Rd\alpha} = Q = 2C_0 \cdot b + 2k \left\{ G_{щ} + \frac{m_{матер.} \cdot g}{2} \right\} + 2E \cdot b \cdot \Delta. \quad (14)$$

Тут C_0 - питома (на одиницю площі) робота, яку треба виконати для здолення сил зчеплення у оброблюваному матеріалі (ця константа є характеристикою матеріалу, що захоплюється грейфером), Дж/м²; b - ширина поперечного перерізу щелепи грейфера; k - коефіцієнт тертя матеріалу щелеп грейфера та оброблюваного (того, що захоплюється) матеріалу; $G_{щ}$ - вага однієї щелепи грейфера, Н; $m_{матер.}$ - маса матеріалу, який захоплюється щелепами грейфера, кг; $g = 9.81$ м/с²; E - модуль пружності захоплюваного матеріалу, Па; Δ - товщина поперечного перерізу щелепи грейфера, м.

Застосовуючи вібраційні поля, які за допомогою спеціально розташованих на щелепах грейфера вібраторів, можна зменшити другу складову сили Q у (14), тобто силу тертя.

У зв'язку з цією обставиною слід зазначити наступне. Будемо розглядати захоплюваний грейфером матеріал як дисперсне середовище.

Перші теоретичні концепції про вплив вібрацій на дисперсні середовища були сформульовані у роботах, присвячених вивченню ґрунтів. На прикладі дослідження бокових напруг у зразках з піщаних ґрунтів з врахуванням сил внутрішнього тертя при статичному та вібраційному навантаженні автори [3] відзначили позитивний вплив вібрацій, який полягає в зменшенні бокових напруг, що, на їх думку, визначалося енергією вібрацій. Збільшення даної енергії обумовлює зменшення коефіцієнту внутрішнього тертя, але не більше, ніж на 25...30% (незалежно від подальшого збільшення енергії). Для аналітичного дослідження впливу вібрацій на механічні характеристики ґрунтів у роботі [4] було запропоновано використовувати статистичні методи, у зв'язку з тим, що взаємодії частинок у складній системі підпорядковується статистичним законам. Такий підхід дозволив визначити закономірність розподілення напруг у ґрунті, а також сил внутрішнього тертя, намітити шляхи дослідження впливу вібрацій на міцність ґрунтів [5].

Корективи загального представлення залежності сил внутрішнього тертя між частинками дисперсного середовища від частоти, амплітуди й інших параметрів вібрацій були зроблені у роботі [6], в якій введені поняття про ефективний коефіцієнт тертя і параметри вібрацій. Авторами розглянуто три загальних випадки прикладення вібрацій у вигляді змінної за величиною та напрямком сили $\vec{\Phi} = \Phi_0 \cdot \sin \omega t$ до тіла масою m , що знаходиться на горизонтальній площині під дією постійних сил \vec{N} та \vec{S} (рис.2). Для всіх випадків аналітично встановлено, що умовна величина ефективного коефіцієнта тертя спокою f_1^* (у співвідношенні (14) $f_1^* \equiv k$) залежить від напрямку дії сили $\vec{\Phi}$ і не може ототожнюватися з дійсним значенням коефіцієнта тертя спокою f_1 .

$$f_1^* = \frac{|\vec{S}|}{|\vec{N}|} = f_1 \cdot \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_1 |\vec{N}|} \right), \text{ для } \vec{O} \parallel \vec{S} \text{ та } \vec{\Phi} \perp \vec{N}; \quad (15)$$

$$f_1^* = f_1 \cdot \left(1 - \frac{\Phi_0}{|\vec{N}|} \right), \text{ для } \vec{\Phi} \perp \vec{S} \text{ та } \vec{O} \parallel \vec{N}; \quad (16)$$

$$f_1^* = \frac{|\vec{S}|}{|\vec{N}|} = f_1 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_1 \cdot |\vec{N}|} \right)^2 \right\}^{1/2}, \text{ для } \vec{\Phi} \perp \vec{S} \text{ та } \vec{\Phi} \perp \vec{N}. \quad (17)$$

Авторами [6] також зроблений висновок про практичне значення систем, у яких сила $\vec{\Phi}$ виникає або в результаті роботи дебалансного вібратора безперервної дії для її амплітудного значення $\Phi_0 = m_0 \cdot e \cdot \omega^2$ ($m_0 \cdot e$ - статичний момент дебалансів) або у результаті гармонічних коливань тіла m (власне щелеп грейфера) на площині для $\Phi_0 = m_0 \cdot a \cdot \omega^2$ (a - амплітуда коливань).

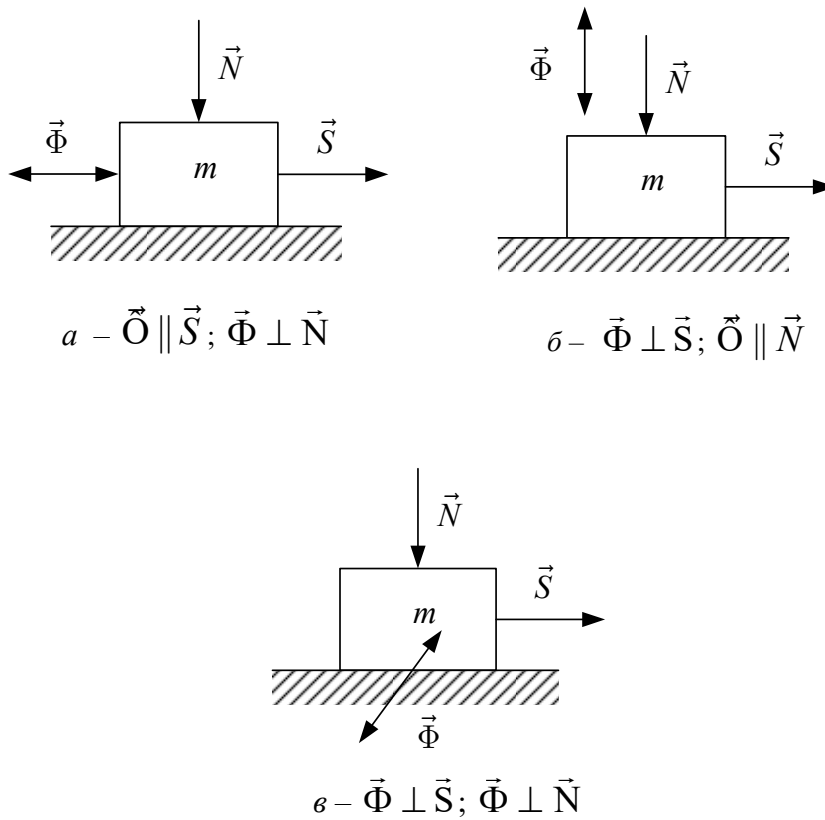


Рис.2. Загальні випадки прикладення змінної сили $\vec{\Phi}$ до тіла m , навантаженого постійними силами \vec{N} та \vec{S}

З метою оптимізації заглиблення (зменшення діючого значення сили Q) грейферних щелеп у захоплюваний ними матеріал можна

складову сили тертя у (14) зробити рівною нулю. Використовуючи (15)-(17) для амплітуди a коливань при цьому матимемо:

$$\text{а) } \vec{O} \parallel \vec{S}; \vec{\Phi} \perp \vec{N}, \quad f_1^* \rightarrow 0, \quad a = \frac{f_1 |\vec{N}|}{m_0 \cdot \omega^2}; \quad (18)$$

$$\text{б) } \vec{\Phi} \perp \vec{S}; \vec{O} \parallel \vec{N}, \quad f_1^* \rightarrow 0, \quad a = \frac{|\vec{N}|}{m_0 \cdot \omega^2}; \quad (19)$$

$$\text{а) } \vec{\Phi} \perp \vec{S}; \vec{\Phi} \perp \vec{N}, \quad f_1^* \rightarrow 0, \quad a = \frac{f_1 |\vec{N}|}{m_0 \cdot \omega^2}; \quad (20)$$

Висновки

1. Проведений всебічний динамічний аналіз основних режимів роботи вібраційних грейферів та їх параметрів.
2. Встановлені значення амплітуди вібрації a за певної "поляризації" вібраційного поля по відношенню до сил \vec{N} та \vec{S} , які дозволяють зменшити (або виключити) дію сил тертя, що чинять опір зануренню щелеп грейфера у захоплюваний (дисперсний) матеріал. У цьому відношенні такі режими вібрації грейферних щелеп можна вважати оптимальними.
3. Отримані результати можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку грейферів вібраційної дії (вібраційного типу).

ЛІТЕРАТУРА

1. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве.-М.: Колос, 1973.-464 с.
2. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве.-М.: Колос, 1981.-263 с.
3. Покровский Г.И., Эрлих А.А., Лалетин Н.В. Новые методы исследования сжимаемости и внутреннего трения в почвах // Вестник Военно-инженерной академии РККА.-1934.- № 1.-С. 74-120.
4. Покровский Г.И., Некрасов А.А. Статическая теория почв // Вестник Военно-инженерной академии РККА.-1934.- № 1.-С. 120-175.
5. Покровский Г.И., Исследование по физике грунтов.-М.-Л.: ОНТИ, 1937. -136 с.
6. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях // Известия АН СССР. Отд. Наук. – 1958. - №7.- С. 98-101.