

3. Тененбаум, М. М. Сопротивление абразивному изнашиванию [Текст] / М.М. Тененбаум – М.: Машиностроение. 1976. – 164 с.
4. Костецкий, Б. И. Надёжность и долговечность машин [Текст] / Б. И. Костецкий – Киев.: Техніка. 1975. – 226 с.
5. Крагельский, И. В. Основы расчётов на трении и износ [Текст] / И. В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов – М.: Машиностроение. 1977. – 526 с.
6. Малышев, А. П. Изнашивание материалов от трения [Текст] / А.П. Малышев – Вестник общества сибирских инженеров, 1917. – Т.2, №5-6.
7. Хрущев, М. М. Абразивное изнашивание [Текст] / М. М. Хрущев, М. А. Бабичев – М: Наука, 1970. – 252 с.
8. Веников, В. А. Теория подобия и моделирования [Текст] / В. А. Веников – М.: Высш. Шк. 1976. – 479 с.
9. Кузьменко, А. Г. Теоретические основы метода испытаний на абразивный износ по схеме Малышева – Веллингера – Уэтца [Текст] / А. Г. Кузьменко, О. А. Вишневикий – Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ, 2011. – Вип. 55. – С.79-82
10. Кузьменко, А. Г. Теоретические основы и экспериментальная реализация метода испытаний на абразивный износ с определением параметров моделей изнашивания по схеме Малышева – Веллингера – Уэтца (MVU) [Текст] / А. Г. Кузьменко, О. А. Вишневикий – Вісник ХНУ, 2011. №3 Технічні науки. – С.7-19

*В даній роботі обґрунтовуються конструктивні та технологічні заходи для зменшення динамічних навантажень на опорні вузли приводного механізму шляхом визначення основних критеріїв оцінки пружної системи технологічної машини та отримання їх аналітичних виразів. На прикладі розрахунку конвеєрної вібромашини було обґрунтовано вплив додаткової пружної складової з боку транспортуючого елемента при конструюванні вібробуджувачів*

*Ключові слова: вібробуджувач, динаміка руху, кінематичний привод, вібраційний конвеєр, пружна система*

*В данной работе обосновываются конструктивные и технологические мероприятия для уменьшения динамических нагрузок на опорные узлы приводного механизма путем определения основных критериев оценки упругой системы технологической машины и получения их аналитических выражений. На примере расчета конвейерной вибромашины было обосновано влияние дополнительной упругой составляющей со стороны транспортирующего элемента при конструировании вибровозбудителя*

*Ключевые слова: вибровозбудитель, динамика движения, кинематический привод, вибрационный конвейер, упругая система*

## 1. Вступ

Елементи пружних систем вібраційних машин характеризуються досить широким спектром технологічного використання. Так, за функціональним призначенням можна виділити три основних групи подібних елементів: пружні підвіски, опори та передаточні пристрої (рис. 1), дослідженню яких приділено широку увагу в наукових працях [1, 2].

УДК 621.09

# ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРОКОНВЕЄРНОЇ МАШИНИ З КІНЕМАТИЧНИМ КОМБІНОВАНИМ ВІБРОЗБУДЖЕННЯМ

**І. П. Паламарчук**

Доктор технічних наук, професор\*

**В. І. Паламарчук**

Аспірант\*

E-mail: vlad\_drakula@mail.ru

**В. І. Драчишин**

Аспірант\*

\*Кафедра процесів та обладнання переробних і харчових виробництв  
Вінницький державний аграрний університет  
вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008

Пружні підвіски необхідні для підсилення та стабілізації коливального процесу, для забезпечення необхідної форми траєкторій точок робочих органів, для зниження зусиль у віброприводі під час запуску. З цією метою пружні елементи повинні бути достатньо м'якими для виключення передачі вібрації на корпус машини та мати необхідну стійкість для забезпечення ефективного зв'язку між робочими органами та станиною. При цьому відзначаються, в основному, металічні та гумокордні конструктивні схеми.

Вібраційні опори застосовуються з метою гашення коливань та ізоляції вібромашин від фундаменту та іншого обладнання, для зменшення шуму під час роботи установки. В якості даних пружних елементів використовуються, як правило, гумометалічні елементи: віброізолятори, підп'ятники, тонкошарові та тонкостінні елементи [3, 4].

Пружні передавальні пристрої використовуються в трансмісіях вібраційних машин для ущільнення, компенсації неточностей розмірів та температурних деформацій, зв'язку між елементами, що рухаються за різними законами, переміщення технологічного завантаження, замикання порожнин та інших функцій. Серед основних типів подібних елементів можна виділити пружні муфти, шарніри, гнучкі вали та транспортні системи. Основні різновиди пружних елементів вібраційних технологічних машин в залежності від їх функціонального призначення представлені на рис. 1. Між ними найбільш розповсюджені елементи, що мають металічну та гумометалічну структуру. Також часто використовуються пружні елементи із високоеластичних матеріалів, газу, деревини. Рідина як робоче тіло пружних елементів застосовується рідко.

Нівелювання паразитних коливань, які передаються на елементи конструкції вібромашини, що за своєю сутністю є джерелом високих динамічних навантажень, є актуальною проблемою для технологічного оснащення, зокрема при використанні низькочастотних коливань у переробних і харчових виробництвах [5].

## 2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Для транспортно-технологічних машин характерним є використання функцій конвеєрного елемента не тільки для переміщення продукції, але і для забезпечення реалізації певних технологічних операцій. При цьому забезпечується безперервність циклу обробки та потенційні можливості підвищення продуктивності машини.

При використанні деформованого транспортуючого органу виникають певні проблеми при регулюванні параметрів процесу, враховуючи утворення стоячої або біжучої хвилі на поверхні, враховуючи утворення стоячої або біжучої хвилі на поверхні стрічки [6 – 8], що вимагає застосування додаткового математичного апарату для аналізу проблеми [9, 10]. Крім того, такий елемент конвеєрної технологічної машини привносить до системи додатковий пружний зв'язок. Як виявилось із досліджень [3, 5] такий зв'язок може бути використаний також для стабілізації робочих параметрів, зокрема що стосується нівелювання паразитних коливань у вібраційних машинах, обґрунтовуючи актуальність та перспективи даних досліджень.

## 3. Цілі і задачі дослідження

Метою даної наукової роботи є обґрунтування конструктивних та технологічних заходів при проектуванні пружної системи вібраційної транспортно-технологічної машини, що дозволяє зменшити динамічні навантаження на опорні вузли приводного механізму шляхом визначення основних

критеріїв оцінки пружної системи технологічної машини та отримання їх аналітичних виразів, поєднання елементів кінематичного та силового віброзбудження.

## 4. Визначення основних параметрів пружної коливальної системи

При проектуванні пружної системи вібраційних технологічних машин необхідно вибирати матеріал та конструктивні схеми пружних елементів не тільки в залежності від їх функціонального призначення, але й від технологічних та структурних властивостей останніх: деформації під дією навантаження, дисипації енергії коливань, релаксації, інерційності деформованого тіла та інших.

Деформація пружних елементів вібраційних технологічних машин, як правило, містить сталу та змінну складові. Стала складова утворюється за рахунок попереднього стиснення та статичної ваги елементів приводу. Змінну складову становить вібраційна дія. Для характеристики подібних властивостей вводять відповідно параметри: статичний та динамічний коефіцієнти жорсткості. У разі значних змінних напруг необхідно призначати марку матеріалу, спеціальну термічну та механічну обробку поверхневого шару робочого тіла згідно з умовами витривалості (міцності на втомленість матеріалу) та з метою виключення явних концентраторів напруги в конструкціях пружних елементів [2].

Дисипація енергії коливань відбувається внаслідок внутрішнього тертя в матеріалі деформованого тіла та конструктивного тертя на ділянках контактів робочого тіла пружного елемента з іншими частинами машини. Кількість енергії коливань, що перетворюється в теплову енергію у пружному елементі, характеризується коефіцієнтом поглинання. При недостатній теплопередачі та значній величині коефіцієнта поглинання може відбуватися перегрів та порушення нормального функціонування пружних елементів. Так, останній фактор може стати досить істотним для гумових пружних елементів, коли в них періодично накопичується потенціальна енергія. Тому пружні підвіски підбирають із достатньо низьким значенням коефіцієнта поглинання. Проте для віброізоляторів та віброопор демпфірування енергії призводить до прискорення гашення перехідних коливань та знижує розмахи коливань при проходженні через резонанси (рис. 1)

Для багатьох робочих тіл пружних елементів характерні чітко визначені релаксаційні властивості. Одним із виявлень подібного явища є помітне запізнення деформації відносно силового фактора, що її викликає. Завдяки цьому при дії високочастотних змінних зусиль матеріал деформованого тіла виявляється більш жорстким, ніж у статичних умовах, крім того, слід виділити інші релаксаційні властивості пружних елементів, а саме: повзучість, що характеризується повільним зростанням деформації при незмінному силовому факторі; релаксацію напруг, коли в напруженому робочому тілі, розміри якого залишаються незмінними згідно з умовами закріплення, відбувається поступове зменшення напруг.

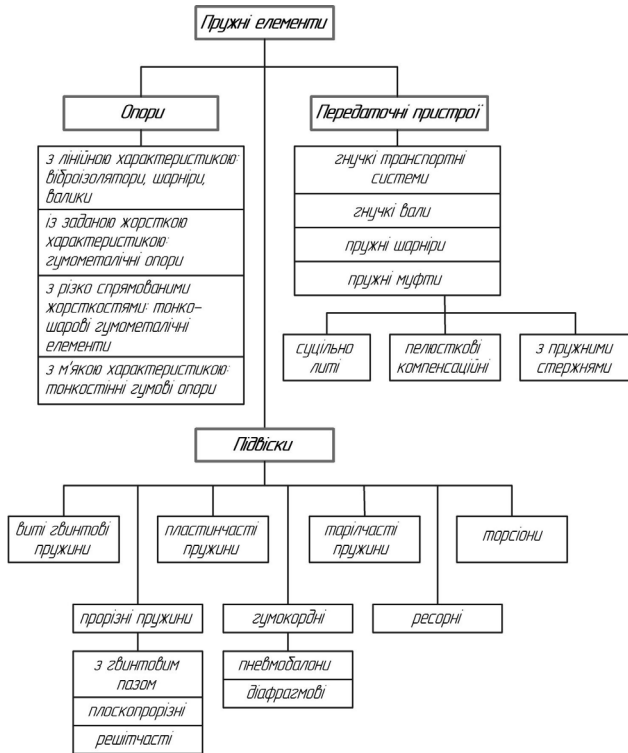


Рис. 1. Класифікація виконавчих елементів пружних систем вібраційних технологічних машин

У деяких випадках істотними стають інерційні властивості деформованого тіла. Так, у разі, коли деформована частина пружного елемента достатньо велика в порівнянні з масою віброуючих жорстких елементів, а форма динамічної деформації мало відрізняється від статичної, то динамічний коефіцієнт жорсткості менший за статичний. Також, коли довжина деформованого тіла достатньо велика порівняно з довжиною напівхвилі коливань, що в ньому розповсюджуються, то динамічна форма коливань може сильно відрізнитися від статичної. Стояча та біжуча хвилі, що утворюються в деформованому тілі, призводять до того, що динамічна жорсткість може перевищити статичну.

У коливальній системі нерідко виникають явища нестійкості форми, в результаті чого фактична форма деформації відрізняється від статичної. Коли нестійкість носить динамічний характер, як правило, відбуваються паразитні коливання, які можуть значно змінити характер деформації пружних елементів. При цьому енергія від вібробуджувача реалізується не повністю в робочі або основні коливання, а через додаткові канали викликає паразитні поступову та кутову вібрацію. Наприклад, у випадку використання циліндричних пружин робочі повздовжні коливання супроводжуються крутільними або зворотно-поперечними; в ресорній системі поперечні коливання супроводжуються крутільними. Паразитні коливання погіршують віброізоляцію, підвищують шум, порушують оптимальний закон переміщення основних елементів вібромашин. Подібний ефект спостерігається у випадку параметричних резонансів, які виникають під дією періодичного повздовжнього збурення,

коли змінюються висота пружин та їх еквівалентні жорсткості та масові характеристики.

Істотний вплив на експлуатацію пружної системи вібромашини можуть справляти умови теплообміну та температура пружного елемента. Так, для металічних елементів з підвищенням температури падає величина модуля пружності, що зменшує їх жорсткість. Для газів, що знаходяться у замкненому просторі, з підвищенням температури зростає тиск, що призводить до збільшення жорсткості пружних елементів із газоподібним робочим тілом. При цьому також потрібно враховувати умови теплообміну у співставленні із частотою коливань. При неефективному теплообміні та високій частоті коливань умови стискання та розширення газу стають близькими до адіабатичного та відношення динамічного коефіцієнта жорсткості пружного елемента до статичного дорівнює відношенню теплоємності газу при постійному тиску до теплоємності його при постійному об'ємі. При достатньому теплообміні та низькій частоті коливань газ стискається та розширюється майже ізотермічно, що обумовлює рівність динамічного та статичного коефіцієнта жорсткості.

Пружна система віброприводу досліджуваної конвеєрної вібраційної машини містить в загальному пружну підвіску, пружні елементи платформи, гнучку напрямну та опорні віброізолятори.

Подібні складові присутні в кожній із схем альтернативних вібробуджувачів (рис. 2). Різниця тільки полягає у відсутності пружних елементів платформи для приводу з кінематичним способом збудження коливань. Конструкція пружної підвіски дозволяє створювати необхідний натяг напрямної стрічки та дещо пом'якшує загальну жорсткість пружної системи, що добре впливає на віброізоляцію установки [3].

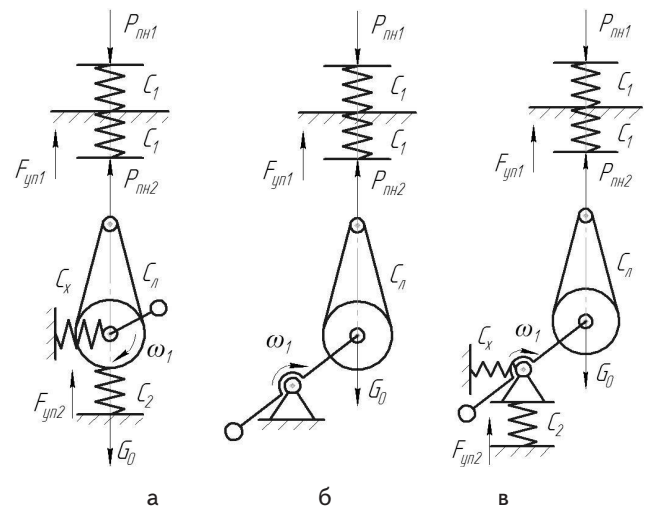


Рис. 2. Пружна система досліджуваних схем віброприводів а – для дебалансного віброприводу; б – для кінематичного примусового вібробуджувача; в – для комбінованого віброприводу

Так як пружні елементи підвіски та гнучка стрічка розташовуються послідовно, то приведена жорсткість гнучкого зв'язку між верхньою опорою та вібробуджувачем виражається за формулою:

$$C_{np} = \frac{2C_1C_c}{C_c + 2C_1}, \tag{1}$$

де  $C_c$  – жорсткість гнучкої стрічки;  
 $C_1$  – жорсткість пружної опори.

Використовуючи схеми пружних зв'язків, що представлені на рис. 2, 3, можна знайти статичний прогин елементів пружної системи. Для кінематичного віброприводу даний параметр складає

$$\delta_{ст} = \frac{G_0 - C_1(\delta_1 - \delta_2)}{C_{np}}, \tag{2}$$

де  $G_0$  – вага основних складових віброприводу;

$\delta_1, \delta_2$  – висота пружин верхньої опори після статичного деформування.

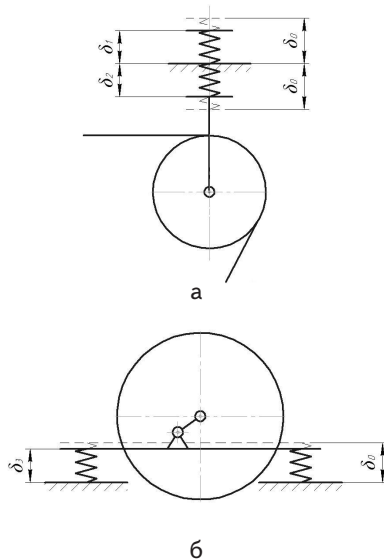


Рис. 3. Пружні зв'язки досліджуваної конвеєрної вібраційної машини: а – пружна підвіска; б – пружна платформа

Із умов забезпечення взаємного переміщення напрямної стрічки та дисків вібробуджувача при колісальному русі параметри верхньої опори мають вигляд:

$$R_{оп} > m_2(g + \ddot{y}), \tag{3}$$

$$C_{np} > \frac{m_2(g + \ddot{y})}{4(y_0 + y - \delta_{ст})}, \tag{4}$$

де  $R_{оп}$  – реакція верхньої опори;

$y_0$  - початкова ордината пружного елемента;

$y$  - друга похідна вертикального переміщення пружного елемента.

Для динамічного та комбінованого віброприводів характерна наявність двох пружних зв'язків контейнера. Один зв'язок створюється напрямною стрічкою та верхньою опорою, а другий - пружними елементами платформи вібробуджувача. При цьому вираз статичного прогину набуває вигляд

$$\delta_{ст} = \frac{G_0 - C_1(\delta_1 - \delta_2) - C_1(\delta'_0 - \delta_3)}{C_{np} + C_2}, \tag{5}$$

де  $C_2$  – жорсткість пружного елемента платформи у вертикальному напрямі;

$\delta'_0, \delta_3$  – відповідно висота пружного елемента платформи до і після статичного деформування.

Параметри пружної опори:

$$R_{оп} > m_2(g + \ddot{y}) - 4C_2Y. \tag{6}$$

$$C_{np} > \frac{m_2(g + \ddot{y}) - 4C_2Y}{4(y_{0r} - \delta + y)}. \tag{7}$$

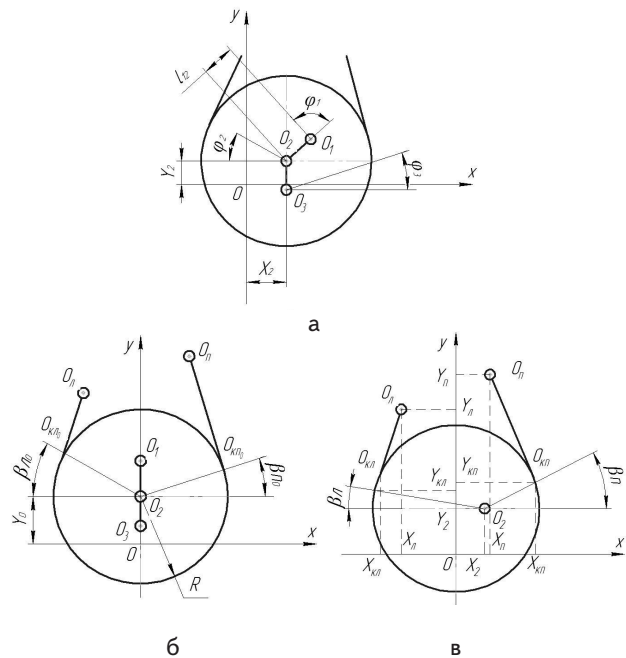


Рис. 4. Геометричні параметри приводу з динамічним вібробудженням: а – ступені вільності досліджуваної вібросистеми; б – система у початковому стані; в – система у робочому стані

З метою дослідження закономірностей руху елементів робочого контейнера необхідно врахувати ряд геометричних та силових параметрів пружної системи. Для динамічного віброприводу (рис. 4) початкова відстань між точками контакту контейнера зі стрічкою  $O_{кло}$ ,  $O_{кпо}$  (відповідно з лівого та правого боку) та точками підвіски стрічки  $O_л$ ,  $O_п$  складає

$$O_лO_{кло} = \sqrt{X_л^2 + Y_л^2 - R^2}, \tag{8}$$

$$O_лO_{кпо} = \sqrt{X_п^2 + Y_п^2 - R^2}, \tag{9}$$

де  $R$  – радіус бокового диску контейнера;

$(X_л; Y_л)$ ,  $(X_п; Y_п)$  - відповідно координати точок підвісу стрічки  $O_л$  та  $O_п$ .

Аналогічно, в текучий момент часу розглянуті вище відстані дорівнюють:

$$O_n O_{кп} = \sqrt{(X_n - X_2)^2 + (Y_n - Y_2)^2 - R^2}, \quad (10)$$

$$O_n O_{кп} = \sqrt{(X_n - X_2)^2 + (Y_n - Y_2)^2 - R^2}, \quad (11)$$

де  $X_2, Y_2$  - координати центра маси  $m_2$

Рівняння прямої, що проходить через точки та виражається залежністю:

$$\frac{Y - Y_2}{Y_{кп} - Y_2} = \frac{X - X_2}{X_{кп} - X_2}$$

або

$$Y = X \frac{Y_{кп} - Y_2}{X_{кп} - X_2} + Y_2 - X_2 \frac{Y_{кп} - Y_2}{X_{кп} - X_2}$$

Тоді відстань від точки  $O_n (x_n; y_n)$  до прямої  $O_2 O_{кп}$  можна представити у вигляді

$$O_n O_{кп} = \frac{(X_{кп} - X_2)(Y_n - Y_2) - (Y_{кп} - Y_2)(X_n - X_2)}{\sqrt{(X_{кп} - X_2)^2 + (Y_{кп} - Y_2)^2}}. \quad (12)$$

Використовуючи рівняння (8 – 11) та враховуючи,

що  $\text{tg}\beta_n = \frac{Y_{кп} - Y_2}{X_{кп} - X_2}$  (рис. 4), отримуємо рівняння:

$$\text{tg}^2\beta_n \left[ (Y_n - Y_2)^2 - r^2 \right] + \text{tg}\beta_n \times \times \left[ 2(Y_n - Y_2)(X_n - X_2) \right] - R^2 + (X_n - X_2)^2 = 0 \quad (13)$$

Для спрощення виразу вводим приведені координати:

$$X_{пр.л} = X_2 - X_n;$$

$$Y_{пр.л} = Y_n - Y_2$$

Тоді рішення квадратного рівняння (13) набуває вигляд:

$$\text{tg}\beta_n = \frac{X_{пр.л} Y_{пр.л} - R\sqrt{X_{пр.л}^2 + Y_{пр.л}^2 - R^2}}{R^2 - Y_{пр.л}^2}, \quad (14)$$

аналогічно:

$$\text{tg}\beta_n = \frac{X_{пр.л} Y_{пр.л} - R\sqrt{X_{пр.л}^2 + Y_{пр.л}^2 - R^2}}{R^2 - Y_{пр.л}^2}. \quad (15)$$

Формули (14), (15) справедливі також для кінематичної та комбінованої схеми віброзбудження. Різниця полягає тільки у значенні приведених координат  $X_{пр}$  та  $Y_{пр}$ . Для кінематичного віброзбуджувача (рис. 5) в результаті підстановки

$$X_2 = l_{12} \sin\phi_2$$

$$Y_2 = l_{12} \cos\phi_2$$

приведені координати дорівнюють:

$$X_{пр.л} = X_n - l_{12} \sin\phi_1; \quad X_{пр.л} = l_{12} \sin\phi_1 - X_n.$$

$$Y_{пр.л} = Y_n - l_{12} \cos\phi_1; \quad Y_{пр.л} = Y_n - l_{12} \cos\phi_1.$$

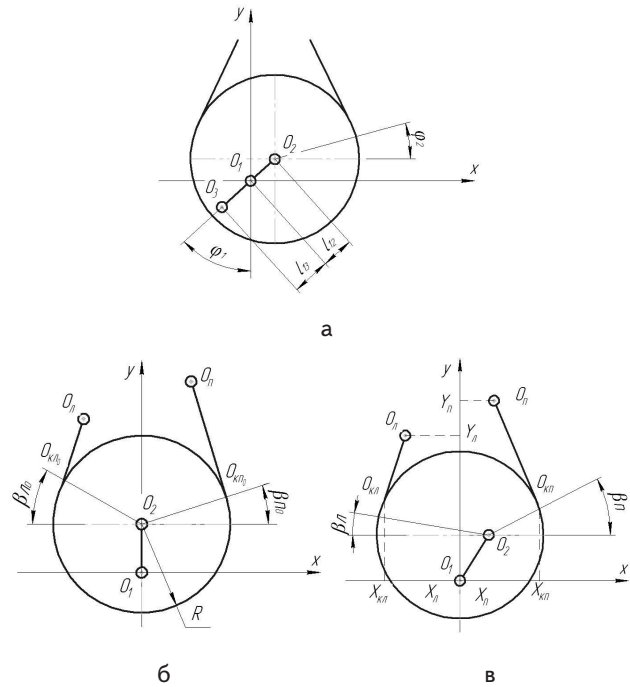


Рис. 5. Геометричні параметри кінематичного примусового віброприводу: а – степені вільності досліджуваної вібросистеми; б – система у початковому стані; в – система у робочому стані

Для комбінованого способу генерації коливань (рис. 5) використовують підстановки:

$$X_2 = X_1 - l_{12} \sin\phi_1$$

$$Y_2 = Y_1 + l_{12} \cos\phi_1$$

на підставі яких можна знайти приведені координати:

$$X_{пр.л} = X_n - X_1 + l_{12} \sin\phi_1; \quad X_{пр.л} = X_1 - X_n - l_{12} \sin\phi_1$$

$$Y_{пр.л} = Y_n - Y_1 - l_{12} \cos\phi_1; \quad Y_{пр.л} = Y_n - Y_1 - l_{12} \cos\phi_1$$

Серед основних сил, що діють в розглянутих вище коливальних системах, доцільно виділити змушуючу силу  $F$ , силу ваги  $P_i$  основних складових віброприводу та сили натягу  $T_i$  гнучкої стрічки, які саме і визначають закономірності руху елементів механізму.

Величини проекції змушуючої сили на вибрані осі координат  $F_x, F_y$  та її амплітудне значення  $F$  складають для схеми з динамічним віброзбудженням:

$$F_x = m_1 l_{12} \omega_1^2 \sin\omega_1 t,$$

$$F_y = m_1 l_{12} \omega_1^2 \cos\omega_1 t,$$

$$F = m_1 l_{12} \omega_1^2,$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість обертання привідного валу вібробудувача;

$l_{12}$  – відстань між віссю привідного валу та центром маси  $m_1$ , тобто інерційного елемента;

$t$  – текуче значення часу.

Для схеми з кінематичним та комбінованим вібробудженням:

$l_{12}$  – ексцентриситет приводу, тобто відстань між осями привідного валу та робочого контейнера.

Силу натягу гнучкої стрічки  $T_c$  можна виразити через сумарну деформацію гнучкого зв'язку  $I$  та його приведену жорсткість  $C_{пр}$

$$T_c = IC_{пр}.$$

Для динамічного віброприводу даної конвеєрної машини сумарна деформація стрічки та пружного елемента верхньої опори в текучий момент часу складає (відповідно для лівої та правої гілки):

$$I_l = O_l O_{кл} - O_l O_{кю} + R_2 \phi_2 = \sqrt{(X_l - X_2)^2 + (Y_l - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_l^2 + Y_l^2 - R^2} + R\phi_2;$$

$$I_p = O_p O_{кп} - O_p O_{кпо} - R\phi_2 = \sqrt{(X_p - X_2)^2 + (Y_p - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_p^2 + Y_p^2 - R^2} - R\phi_2.$$

Складава  $R\phi_2$  враховує поворот бокових дисків вібробудувача на кут  $\phi_2$ .

Сили натягу лівої та правої гілок стрічки можна представити тоді у вигляді:

$$T_l = C_{пр} \left[ \sqrt{X_{пр,л}^2 + Y_{пр,л}^2 - R^2} - \sqrt{Y_l^2 + Y_l^2 - R^2} + R\phi_2 \right], \quad (16)$$

$$T_p = C_{пр} \left[ \sqrt{X_{пр,п}^2 + Y_{пр,п}^2 - R^2} - \sqrt{Y_l^2 + Y_l^2 - R^2} - R\phi_2 \right]. \quad (17)$$

Взагалом у вигляді формули (16), (17) справедливі також для схем з кінематичним та комбінованим вібробудженням [5].

### 5. Висновки

1. Аналіз факторного простору пружних систем вібраційних технологічних машин виявив ефективність таких критеріїв оцінки як термін служби опорних вузлів та пропорційна йому амплітуда коливань опорного механізму, силові характеристики пружних елементів тощо.
2. Обґрунтована конструктивна та технологічна доцільність комбінованого механічного вібробудження як шляху зменшення динамічних навантажень в коливальній системі.
3. Визначені основні параметри пружної системи вібраційної транспортно-технологічної машини з комбінованим кінематичним вібробудувачем, що дозволить зменшити енерговитрати на привод в 2 – 2,5 рази за рахунок зменшення маси коливних частин.
4. Проведений розрахунок кінематичних характеристик механічних вібробудувачів технологічних машин дозволив визначити основні залежності параметрів транспортно-технологічних або конвеєрних коливальних систем, що являє достатньо високі труднощі при їх конструюванні та проектуванні. Такі віброприводи перспективно використовувати в машинах, де вимагається максимальне збільшення поверхні контакту з тепло- та холодоносієм, розчинником, при реалізації контакту у великому об'ємі та інших тепломасообмінних процесах.

### Література

1. Ананьев, И. В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем [Текст] / И. В. Ананьев. – М.: Гостехиздат, 1946. – 223 с.
2. Берник, П. С. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки [Текст] / П. С. Берник, І. П. Паламарчук; за ред. П. С. Берника. – К.: Вища школа, 1996. – 237 с.
3. Берник, П. С. Выбор рациональной схемы механического вибровозбудителя для конвейерной вибрационной машины с эластичной направляющей [Текст] / П. С. Берник, Л. П. Серда, И. П. Паламарчук // Вибрации в технике и технологиях. – 1995. – № 2. – С.15-20.
4. Дель, Г. Д. Технологическая механика [Текст] / Г. Д. Дель. – М.: Машиностроение, 1978. – 174 с.
5. Паламарчук, І. П. Обґрунтування основних робочих параметрів механічного віброприводу машини з гнучким контейнером для механічної обробки харчової сировини [Текст] / І. П. Паламарчук, Т. Г. Місюра // Наукові праці національного університету харчових технологій. – 2007. – №1. – С. 53-56.
6. Bachmann, D. Bewegungsorgane in Schwingmühlen mit trockner mahlk organe füllung [Text] / D. Bachmann // Z.V.D.I-Beihert. – 1940. – № 2. – С. 19-23.
7. Bachmann, D. Entwicklung der Schwingmühlen [Text] / D. Bachmann // Die chemische Technik. – 1942. – №18. – С. 11-16.
8. Josselin de Jong. Static and Kinematics in the bailable zone of a granular material [Text] / Josselin de Jong // Delft.-Waltman, 1959.
9. Raasch, J. Zur Mechanik der Schwingmühlen [Text] / J. Raasch // Chemie-Jngr-Tech. – 1962. – №2.
10. Rose, H. Hochleistungs-Schwingmühlen [Text] / H. E. Rose // Chemie-Jngr-Tech. – 1962. – №34.