

УДК 621.747.51; 681.3

МОДЕЛЬ КОНТАКТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ВИБИВНОГО БАГАТОСЕКЦІЙНОГО АГРЕГАТУ

В.П. Нісонський, Т.Г. Лавинюкова

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел. (8-03422)421-23

Рассматривается взаимодействие технологической нагрузки многосекционных агрегатов с рабочими органами инерционно-ударных выбивных решеток. Контакт моделируется в виде сосредоточенных упругих связей, подвергнутых линейной деформации. Получены критерии наличия контакта для жесткого и упругого соединения опорной рамы с основанием. Выведены формулы для определения сил, действующих в зоне контакта.

Інтерес до практичного використання вібраційних технологій в практичній діяльності людини зростає. Вібраційні технології знаходять застосування в техніці, медицині, будівництві та інших галузях людської діяльності. Як і в теоретичних дослідженнях про вібрацію, так і в практичному її використанні є багато недосліджених моментів.

Важливими у використанні є віброагрегати, що характеризуються співударями між їх окремими елементами чи ланками, тобто так звані віброударні машини. Використання віброударної дії вигідно тим, що дозволяє одержати значний результат за допомогою мінімальних технологічних засобів [1]. В багатьох технологічних процесах віброударні явища використовуються більш ефективно, ніж чисто вібраційні (будівельні машини, віброінструменти, транспортні засоби і грохоти, вібромайданчики для ущільнення бетонної суміші, машини для ливарного виробництва тощо). Для деяких технологічних процесів віброударні режими є єдино можливі (вібровідбійний інструмент та інші аналогічні пристрої). Вібрація виникає і при бурінні свердловин, але тут вона відіграє шкідливу роль, тому що вібрація приводить до руйнування інструмента (долота) і зниження техніко-економічних показників буріння. В контактно-ударних коливальних системах на динаміку робочого режиму суттєво впливає взаємодія технологічного навантаження з робочими органами. Цю взаємодію можна

There is considered the interplay of a technological load of multisectional aggregates with working organs of inert-knock grates. The contacts are modeled by concentrated resilient linkages which subject to linear deformation. The criteria of existence of contacts for rigid and resilient linkages between a support frame and a foundation are set up. Formulas for definition of forces acting in a zone of the contact are deduced.

подати для деяких технологічних процесів як контакт твердих тіл, що взаємодіють завдяки односторонньому зосередженому або рівномірно розподіленому по довжині контакту пружного зв'язку при наявності сил сухого позиційного тертя. Поверхні, при контакті яких відбувається взаємодія, називають робочими.

Розглянемо двовимірну модель взаємодії технологічного навантаження з кількома робочими органами. Робочі поверхні будемо моделювати рівняннями прямих. Контакт відповідно моделюється у вигляді одностороннього зосередженого пружного зв'язку. Така задача виникає при дослідженні динаміки багатосекційних вибивних агрегатів для вибивки великих ливарних форм. В [1] одержані рівняння руху в площині системи послідовно розміщених твердих тіл, що з'єднуються пружними зв'язками, а в [2, 3] розв'язана аналогічна задача для ланцюгово-розгалуженого розміщення тіл. Для визначення зусиль, що виникають при взаємодії технологічного навантаження з робочими органами, потрібно встановити умови виникнення контакту, а потім визначити зусилля, що виникають при цьому контакті.

Динамічна схема багатосекційного агрегата подана на рис. 1, де індексом $i = 1$ позначена фундаментна рама, $i = 2$ – опорна рама; $i = 3$ – технологічне навантаження, $n = 4, \dots, N+3$ – інерційно-ударні вибивні ґратки. Всі тіла $i = 1, 2, 3$ та $n = 4, \dots, N+3$ вважаються

абсолютно твердими і розміщені ланцюгово-розгалуженим способом та з'єднані пружними зв'язками. Можливі два варіанти з'єднання опорної та фундаментної рам з основою: жорстким способом або пружними зв'язками. В положенні статичної рівноваги між робочими поверхнями технологічного навантаження та робочими органами вибивних ґраток конструктивно передбачено проміжок δ .

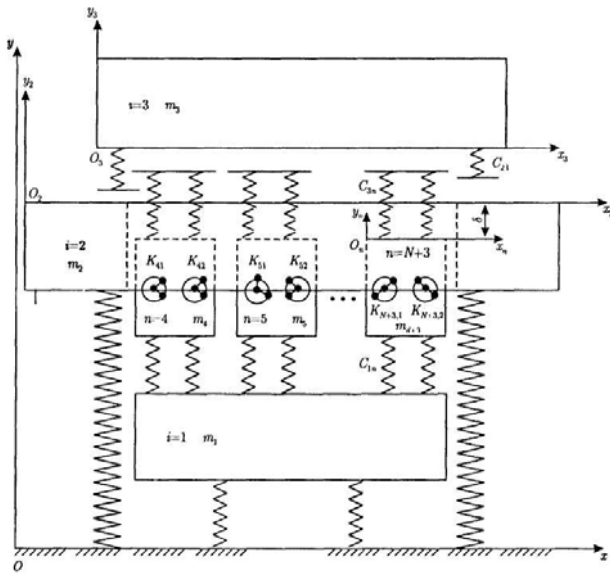


Рисунок 1—Загальна динамічна схема віброагрегату

Координати точок технологічного навантаження та робочих органів в рухомій системі координат X_n, Y_n, Z_n позначені зірочкою, а в нерухомій системі координат XOY — без зірочки. Точки контакту технологічного навантаження з робочим органом n -ої ґратки позначено відповідно A_{3n} і B_{3n} , а з опорною рамою ($i = 2$) — A_{32} і B_{32} . Точки A_{3n} і B_{3n} лежать на поверхні n -ої ґратки, а A_{32} і B_{32} — на робочій поверхні технологічного навантаження. Кути повороту твердих тіл $\varphi_2, \varphi_3, \psi_n$ відраховуються проти руху годинникової стрілки від додатного напрямку осі OX .

Координати $x_{A3n}, y_{A3n}, x_{B3n}, y_{B3n}$ точок A_{3n} та B_{3n} відносно нерухомої системи координат XOY визначаються такими виразами:

$$\begin{aligned} x_{A_{3n}} &= x_n + x_{A_{3n}}^* \cos \psi_n; \\ y_{A_{3n}} &= y_n + x_{A_{3n}}^* \sin \psi_n; \\ x_{B_{3n}} &= x_n + x_{B_{3n}}^* \cos \psi_n; \\ y_{B_{3n}} &= y_n + x_{B_{3n}}^* \sin \psi_n, \end{aligned} \quad (1)$$

де x_n, y_n — координати точки O_n в системі XOY ; координати $x_{A_{3n}}^*, y_{A_{3n}}^*$ мають постійні значення.

Аналогічно координати $x_{A_{32}}, y_{A_{32}}, x_{B_{32}}, y_{B_{32}}$ точок A_{32} та B_{32} будуть такими:

$$\begin{aligned} x_{A_{32}} &= x_3 + x_{A_{32}}^* \cos \varphi_3; \\ y_{A_{32}} &= y_3 + x_{A_{32}}^* \sin \varphi_3; \\ x_{B_{32}} &= x_3 + x_{B_{32}}^* \cos \varphi_3; \\ y_{B_{32}} &= y_3 + x_{B_{32}}^* \sin \varphi_3, \end{aligned} \quad (2)$$

де x_3, y_3 — координати точки O_3 в системі XOY .

Загальним критерієм наявності контакту є величина відстані між робочими поверхнями технологічного навантаження і поверхнями робочих органів. Варіанти контакту показані на рис. 2.

Контакт, що показаний в верхній частині рис. 2, відбувається в точці (показано контакт в точці A), а показаний в нижній частині рис. 2 — по лінії. Аналогічно умова контакту технологічного навантаження з робочим органом n -ої вибивної ґратки має вигляд [5]:

$$(x_3 - x_{A_{3n}}) \sin \varphi_3 + (y_{A_{3n}} - y_3) \cos \varphi_3 - \delta \leq 0 \quad (3)$$

при $y_3 - x_3 \operatorname{tg} \varphi_3 \geq 0. \quad (4)$

Якщо ж $y_3 - x_3 \operatorname{tg} \varphi_3 < 0, \quad (5)$

то в (3) знак нерівності зміниться на протилежний.

Враховуючи (1), умова (3) буде такою:

$$\begin{aligned} (x_3 - x_n) \sin \varphi_3 - (y_3 - y_n) \cos \varphi_3 + \\ + x_{A_{3n}}^* \sin(\psi_n - \varphi_3) - \delta \leq 0. \end{aligned} \quad (6)$$

При виконанні (5) в умові (6) знак нерівності поміняється на протилежний.

Аналогічно визначаються умови контакту технологічного навантаження з робочим органом опорної рами. В положенні статичної рівноваги технологічне навантаження опирається на робочу поверхню опорної рами. При пружному з'єднанні опорної рами з фундаментом і виконанні (4) або (5) з урахуванням (2) умови контакту відповідно набувають такого вигляду:

$$(x_3 - x_2) \sin \varphi_2 - (y_2 - y_3) \cos \varphi_2 + x_{A_{32}}^* \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \leq 0; \quad (7)$$

$$(x_3 - x_2) \sin \varphi_2 - (y_2 - y_3) \cos \varphi_2 + x_{A_{32}}^* \sin(\varphi_3 - \varphi_2) > 0.$$

При жорсткому з'єднанні опорної рами з фундаментом умова контакту має такий вигляд:

$$y_3 - y_2 + x_{A_{32}}^* \sin \varphi_3 = 0. \quad (8)$$

В багатосекційних агрегатах можливі випадки одночасного контакту робочих поверхонь технологічного навантаження, опорної рами і вибивних ґраток. Умова такого контакту в випадку жорсткого зв'язку опорної рами з фундаментом визначається двома виразами:

$$y_3 - y_2 + x_{A_{32}}^* \sin \varphi_3 = 0; \quad (9)$$

$$(x_3 - x_n) \sin \varphi_3 - (y_3 - y_n) \cos \varphi_3 + x_{A_{3n}}^* \sin(\psi_n - \varphi_3) - \delta \leq 0, \quad (10)$$

де $y_2 = \text{const}$.

У випадку пружного зв'язку умова контакту буде такою:

$$(x_3 - x_n) \sin \varphi_3 - (y_3 - y_n) \cos \varphi_3 + x_{A_{3n}}^* \sin(\psi_n - \varphi_3) - \delta \leq 0; \quad (11)$$

$$(x_3 - x_2) \sin \varphi_2 - (y_2 - y_3) \cos \varphi_2 + x_{A_{32}}^* \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \leq 0.$$

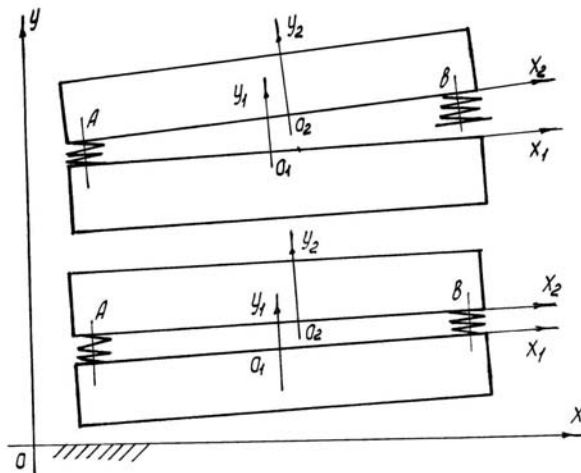


Рисунок 2 – Варіанти контакту технологічного навантаження

Умови (9)-(10) та (11) виконуються при виконанні (4). Якщо виконується (5), то в (10) та (11) знаки нерівності зміняться на протилежні. Одержані вище умови виконуються при контакті в точці A_{3n} .

Замінивши в (3), (6)-(8), (9)-(10), (11) координати точки $A_{3n}(x_{A_{3n}}, y_{A_{3n}})$ на відповідні координати точки B_{3n} , одержимо умови контакту в точці B_{3n} .

В зоні контакту технологічного навантаження з робочими органами багатосекційного агрегату виникають пружні сили та сили тертя. При малих деформаціях пружне зусилля визначається залежністю:

$$F = c_{3n} \cdot \Delta l_{3n}. \quad (12)$$

Пружні зусилля, що виникають при взаємодії технологічного навантаження з робочими органами, діють нормально до площини контакту і мають вигляд:

$$F = c_{3n} \cdot \Delta l_{3n} f, \quad (13)$$

де c_{3n} , Δl_{3n} – відповідно жорсткість і деформація пружного зв'язку; f - коефіцієнт тертя в парі «технологічне навантаження - робочі органи».

При поданні контакту у вигляді одностороннього зосередженого пружного зв'язку точка прикладання пружної сили відома і визначається геометричними розмірами робочих органів ґратки або технологічного навантаження. Деформацію пружного зв'язку визначаємо за значеннями координат точок A_{3n} і C_{3n} , B_{3n} і D_{3n} . Координати точок A_{3n} і B_{3n} в довільний момент часу визначаються виразами (1). Знайдемо координати точок C_{3n} і D_{3n} , що є точками перетину прямих. Розв'язавши систему рівнянь

$$\begin{aligned} (y - y_3) \cos \varphi_3 - (x - x_{A_{3n}}) \cos \psi_n &= 0; \\ (y - y_{A_{3n}}) \sin \psi_n + (x - x_{A_{3n}}) \cos \psi_n &= 0, \end{aligned} \quad (14)$$

одержимо вирази для визначення координат точки C_{3n} у такому вигляді:

$$\begin{aligned} x_{C_{3n}} &= \left[\begin{aligned} (x_3 \sin \varphi_3 - x_3 \cos \varphi_3) \sin \psi_n + \\ + (x_{A_{3n}} \cos \psi_n + y_{A_{3n}} \sin \psi_n) \cos \varphi_3 \end{aligned} \right] \cos^{-1}(\varphi_3 - \psi_n); \\ y_{C_{3n}} &= \left[\begin{aligned} (x_{A_{3n}} \cos \psi_n + y_{A_{3n}} \sin \psi_n) \sin \varphi_3 + \\ + (-x_3 \sin \varphi_3 + y_3 \cos \varphi_3) \cos \psi_n \end{aligned} \right] \cos^{-1}(\varphi_3 - \psi_n). \end{aligned} \quad (15)$$

Деформації пружних зв'язків в проекціях на осі координат OX і OY будуть такими:

$$\Delta x = x_{C_{3n}} - x_{A_{3n}}; \quad \Delta y = y_{C_{3n}} - y_{A_{3n}}. \quad (16)$$

Враховуючи, що напрямок пружної сили, що діє на технологічне навантаження, є нормальним до робочої поверхні технологічного навантаження, одержимо деформацію при контакті з n -ою ґраткою:

$$\Delta l_{AC,n} = \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}. \quad (17)$$

Підставивши в (17) вирази для деформацій (16) і враховуючи (15), після виконання перетворень одержимо, що

$$\begin{aligned} \Delta l_{AC,n} &= [(x_3 - x_{A_{3n}}) \sin \varphi_3 - \\ &- (y_3 - y_{A_{3n}}) \cos \varphi_3] \cos^{-1}(\varphi_3 - \psi_n). \end{aligned} \quad (18)$$

При знаходженні деформації пружного зв'язку у випадку контакту в точці B_{3n} одержимо формули, аналогічні (17) і (18).

При контакті вздовж лінії визначаються деформації пружних зв'язків як в точці A_{3m} , так і в точці B_{3n} .

Визначивши деформації пружних зв'язків, знайдемо згідно (13) сили, що діють на технологічне навантаження в зоні контакту.

При контакті в точці A_{3n} або B_{3n} сили, що діють на технологічне навантаження, визначаються так:

$$F_{A_{3n}(B_{3n})} = c_{A_{3n}(B_{3n})} \cdot \Delta l_{AC(BD),n}, \quad (19)$$

де $c_{A_{3n}(B_{3n})}$ - жорсткість пружних зв'язків в точках A_{3n} і B_{3n} відповідно; $\Delta l_{AC(BD)}$ - відповідні деформації пружних зв'язків.

При контакті по лінії зусилля визначаються в двох точках: A_{3n} та B_{3n} . Враховуючи (18) та (19), можна визначити пружні зусилля в контактні при взаємодії кожної вибивної ґратки з технологічним навантаженням.

Технологічне навантаження взаємодіє також і з опорною рамою. Зусилля, що виникають при цьому, знаходяться аналогічним чином. Точки контакту в цьому випадку позначаються A_{32} та B_{32} , а їх координати визначаються згідно з (2). Подібним чином виконавши аналогічні перетворення, знаходимо деформацію $\Delta l_{AC,2}$ - пружного зв'язку при контактні технологічного навантаження з опорною рамою:

$$\Delta l_{AC,n} = [(x_2 - x_3 - x_{A_{32}}^* \cos \varphi_3) \sin \varphi_2 - (y_2 - y_3 - x_{A_{32}}^* \sin \varphi_3) \cos \varphi_2] \cos^{-1}(\varphi_3 - \varphi_2). \quad (20)$$

Сила, що виникає при цьому, буде такою:

$$F_{32} = c_{A_{32}} \cdot \Delta l_{AC,2}, \quad (21)$$

де $c_{A_{32}}$ - деформація пружних зв'язків, що розраховується згідно (20).

Визначивши згідно (22) значення пружного зусилля в зоні контакту та підставляючи це значення в (13), визначимо також і сили тертя. Для віброударних систем є характерними такі етапи руху технологічного навантаження разом з робочим органом: вільного польоту, ударної взаємодії та сумісного руху. Рух інерційних елементів багатосекційного агрегату описується системою звичайних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку [3, 4]. Запропонована математична

модель взаємодії технологічного навантаження з робочими органами дає можливість описувати кожний етап руху власною системою рівнянь руху.

Основною проблемою при розробці багатосекційних вибивних агрегатів, що складаються з N інерційно-ударних вибивних ґраток і встановлених на єдиній основі, є вибір параметрів, які забезпечують одночасні періодичні співударі їх робочих органів з ливарною формою, що вибивається [5]. При розміщенні опорної рами на жорстких опорах проблема вирішується простіше, ніж при розміщенні на пружних опорах. При виборі частоти власних коливань опорної рами, що дорівнює частотам власних коливань вибивних ґраток, проблема вирішується одночасно з підвищенням ефективності роботи агрегату за рахунок підвищення відносної швидкості співударів технологічного навантаження з робочим органом опорної рами.

Запропонована математична модель взаємодії технологічного навантаження з робочими органами дає можливість на стадії проектування визначити раціональні параметри динамічного режиму роботи конкретного багатосекційного агрегату.

Література

1. Гергега І.І., Нісонський В.П. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи// Доповіді НАН України. - 1994. - №5. - С.58-63.
2. Нисонский В.П., Гергега И.И., Козулькевич М.Р., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии//Пробл. прочности. - 1994. - №10. - С. 30-36.
3. Нісонський В.П., Гергега І.І., Шона В.М. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату//Доп. НАН України. - 2000. - №6. - С. 62-65.
4. Лавинюкова Т.Г., Нісонський В.П. Взаємодія технологічного навантаження з робочими органами багато секційного вібраційного агрегату//Матеріали наук.-техн. конф. проф.-викл. складу ІФНТУНГ. - Івано-Франківськ. - 2000. - С. 160.
5. Нісонський В.П. Математична модель контактної взаємодії елементів багато секційних агрегатів//Доп. НАН України. - 2003. - №12. - С. 51-57.