



УДК 534

*М.П. Нестеренко, канд. техн. наук, доцент
Полтавського національного технічного
університету*

РОЗРАХУНОК РУХОМИХ РАМ ВІБРОПЛОЩАДОК НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ

Актуальність проблеми. Індустріальна база капітального будівництва вимагає підвищення технічного рівня і модернізації підприємств збірного залізобетону. Матеріальні і фінансові можливості нашої держави, зважаючи на економічну ситуацію, що склалася, вельми обмежені. Тому в галузі збірного залізобетону необхідно використовувати можливі резерви виробництва і ресурсозберігаючі технології, які дозволили б здійснювати реальне технічне переоснащення галузі з мінімальними витратами і в стислі терміни.

Блокові віброплощадки типа СМЖ мають низьку надійність, підвищене енергоспоживання і викликають надмірний виробничий шум на робочих місцях операторів.

Вихід з положення, що склалося, може бути знайдений шляхом впровадження економічного, простого і достатньо ефективного формувального устаткування, яке може бути виготовлене на місцевих ремонтно-механічних заводах при мінімальній потребі в комплектуючих виробках, що поставляються з-за кордону.

Сюди, в першу чергу, можуть бути віднесені уніфіковані низькочастотні віброплощадки типа ВПГ рамного типу з просторовими коливаннями рухомої рами вантажопідйомністю від 10 до 100 т, розроблені в Полтавському інженерно-будівельному інституті, які можливістю якісного і продуктивного формування охоплюють основну номенклатуру збірних виробів з важкого бетону і керамзитобетону. У них відсутні традиційно ненадійні вузли серійних віброплощадок: редуктори-синхронізатори, карданні вали, електромагніти, пружини і при цьому використовується мінімум комплектуючих виробів. Принцип уніфікації полегшує виготовлення, впровадження, технічне обслуговування цих віброплощадок як в закритих приміщеннях, так і на відкритих полігонах.

Один з напрямів вдосконалення заводської технології збірного залізобетону і підвищення конкурентноздатності залізобетонних виробів – це їх раціональне укрупнення, підвищення технологічності і зниження витрат на транспортування від заводу-виробника до будівельного майданчика.

Застосування віброплощадок великої вантажопідйомності на відкритих полігонах біля об'єкту, що будується, в зоні дії монтажного крана в принципі вирішує ці проблеми. Формування укрупнених фрагментів житлових і промислових будівель, фундаментів під машини і устаткування, ланок водопровідних труб великого діаметру, елементів тунелів і галерей, фасонних блоків гідротехнічного будівництва і т.д. відкриває перспективу вдосконалення технології капітального будівництва, заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів, скорочення його термінів і трудовитрат.

З вживаних в даний час на заводах збірного залізобетону віброплощадок великої вантажопідйомності набули найбільшого поширення:

- віброплощадки типа СМЖ-199А (вантажопідйомність до 24 т), СМЖ-164 (вантажопідйомність до 40 т), що випускалися до 1992 р. Челябінським заводом «Строммашина»;
- віброплощадки типу ВПС-24М (вантажопідйомність до 24 т), ВПГ-50М (вантажопідйомність до 60 т), розроблені в Полтавському інженерно-будівельному інституті, випускалися на відомчих ремонтно-механічних заводах України, Росії, Білорусії і Казахстану.

Віброплощадки типа СМЖ є блоковими вібромашинами з вертикально направленими коливаннями, що працюють на частоті 50 Гц. Вони складаються з уніфікованих вузлів: двовальних дебалансних віброзбудників направленої дії з примусовою синхронізацією, електромагнітних пристроїв для кріплення форм, редукторів-синхронізаторів, карданних валів, пружинних опор і великої кількості (більше 50) підшипників кочення. Багаторічна практика експлуатації цих машин виявила ряд істотних недоліків.

Найслабкішою ланкою у віброплощадці є система карданних валів для редукторів-синхронізаторів. Має місце частий вихід з ладу електромагнітів і електроприводів, із-за чого віброплощадки часто простоюють, що відбивається на річній продуктивності.

Віброплощадка СМЖ-199А і СМЖ-164 мають невиправдано велику витрату електроенергії. Рівень шуму при роботі цих віброплощадок при прискореннях 4,5g значно перевершує допустимі значення. Вживані шумозахисні кожухи ускладнюють конструкцію вібромашини, збільшують її металоємність і практично не досягають мети. Віброплощадки СМЖ-199А і СМЖ-164 не можуть експлуатуватися на відкритих полігонах.

Віброплощадки типу ВПГ є машинами рамного типу з коливаннями переважно в горизонтальній площині, працюють на частоті 25...30 Гц. Збуджувані незалежними дебалансними віброзбудниками просторові

коливання рухомої рами на цій частоті володіють достатньою технологічною ефективністю при прискореннях $1,5 \dots 2,5g$, а по рівню звукового тиску такий динамічний режим не перевищує санітарно-гігієнічних норм і не вимагає додаткових захисних заходів. Віброплощинки типу ВПГ мають гранично просту і технологічну конструкцію з мінімумом комплектуючих виробів. Вони складаються з рухомої рами, пружних гумовометалевих опор, одного або двох дебалансних віброзбудників і електродвигунів, встановлених на підмоторних рамах. З'єднання віброзбудника і електродвигуна здійснюється за допомогою клинопасової передачі і захищається, на відкритих полігонах, від зовнішніх механічних і атмосферних дій захисним кожухом. При використанні бетонних сумішей з осіданням конуса 2-4 см форми на рухомій рамі віброплощинки лише обмежуються від сповзання упорами. При використанні жорстких бетонних сумішей форми повинні закріплюватися на рухомій рамі. На рис. 1 представлені віброплощинки ВПС-24М і ВПГ-50М, що набули широкого поширення на заводах збірного залізобетону. Експлуатація рамних віброплощадок показала, що в деяких випадках з'являлися тріщини їхніх рухомих рам, в результаті чого виникали непередбачувані ремонтні роботи і виробничі простоя з технологічних причин. Отже, при конструюванні віброплощадок типу ВПГ необхідно застосовувати більш методи динамічного розрахунку.

Стан досліджень. Необхідність забезпечення міцності і надійності робочого органу вібромашин із заданими динамічними параметрами прямо пов'язана з постановкою завдань за визначенням рівнів завантаженості їхніх елементів і прогнозуванні напружено-деформованого стану на етапі проектування.

Значний внесок до вирішення проблем створення і розрахунку вібраційної техніки внесли П.М. Алабужев, І.І. Блехман, О.О. Борщевський, І.Ф. Гончаревич, Б.В. Гусев, А.Є. Десов, А.М. Лялинов, О.Г. Маслов, І.І. Назаренко, К.О. Олехнович, В.Н. Потураєв, К.М. Рагульскис, Л.І. Сердюк, В.Й. Сівко, Д.Ф. Толорая, В.М. Шмигальський, К.В. Фролов, О.Г. Червоненко та ін.

Методи розрахунку конструкцій на динамічні дії розроблялися провідними ученими-механіками: В.В. Болотіним, Д.В. Вайнбергом, І.І. Гольденблатом, А.Н. Криловим, Я.Г. Пановко, А.П. Філіповим і ін.

Одним з основоположників динамічного розрахунку віброплощадок був А.Є. Десов. В його роботі [1] віброплощинка представлена як тверде тіло з шістьма ступенями вільності, положення якого визначається трьома проекціями переміщень центру тяжіння по напрямку осей X, Y, Z і трьома кутами повороту.

Частинні похідні дисипативної функції у відповідності до узагальнених координат записані таким чином:

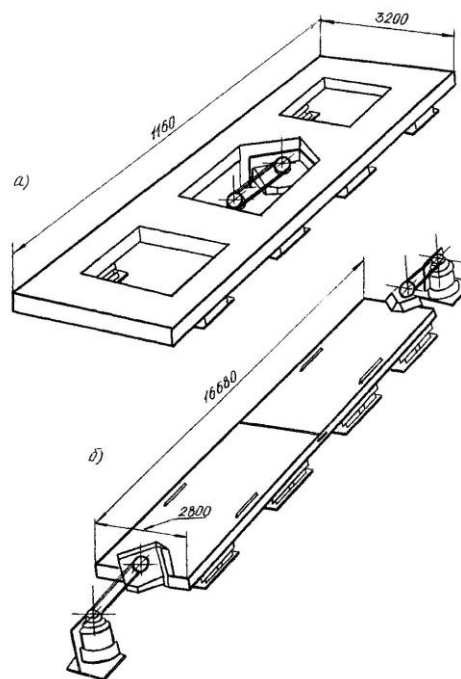


Рис. 1. Конструктивні схеми віброплощадок типу ВПГ

a – віброплощинка ВПС 24М; *б* – Віброплощинка ВПГ 50М

$$\frac{\partial D}{\partial x_0} = \sum f_x'' \omega x_0 = F_x \omega x_0;$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{xy}} = \sum (f_x'' \xi + f_y'' \eta) \dot{\varphi}_{xy} \omega;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{yz}} = \sum (f_y'' \zeta + f_z'' \xi) \dot{\varphi}_{yz} \omega;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{zx}} = \sum (f_x'' \zeta + f_z'' \eta) \dot{\varphi}_{zx} \omega;$$

де f_x'', f_y'', f_z'' – питомі коефіцієнти опорів, що приходяться на одиницю довжини рами;

ω – кутова частота;

x_0, y_0, z_0 – абсолютні координати;

η, ξ, ζ – відносні координати.

Отримані значення частинних похідних підставляються в рівняння Лагранжа:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = - \frac{\partial D}{\partial q} + Q(t),$$

де \dot{q} – узагальнена координата, для якої складається рівняння;



$Q(t)$ – зовнішнє навантаження у функції часу.

Таким чином, отримують систему з шістьох рівнянь з шістьма невідомими компонентами переміщень:

- три рівняння руху центру інерції;
- три рівняння повороту системи, що описують рух щодо центру тяжіння.

Перша група рівнянь:

$$M\ddot{x}_0 + F_x \omega \dot{x}_0 + E x_0 = Q_x(t);$$

$$M\ddot{y}_0 + F_y \omega \dot{y}_0 + E y_0 = Q_y(t);$$

$$M\ddot{z}_0 + F_z \omega \dot{z}_0 + E z_0 = Q_z(t),$$

де M – маса віброплощинки;

F_x, F_y, F_z – проекція сил опору на відповідні осі;

E, E_z – коефіцієнти пружності.

Друга група рівнянь:

$$\begin{cases} J_x \ddot{\phi}_{yz} + \sum_i (f_y'' \zeta + f_z'' \xi) \phi_{yz} \omega + \sum_{i=1}^n (E \zeta + E_z \xi) \rho_{yx} = Qh(t); \\ J_y \ddot{\phi}_{zx} + \sum_i (f_x'' \zeta + f_z'' \eta) \phi_{zx} \omega + \sum_{i=1}^n (E \zeta + E_z h) \rho_{zx} = Qh(t); \\ J_z \ddot{\phi}_{xy} + \sum_i (f_x'' \xi + f_y'' \eta) \phi_{xy} \omega + \sum_{i=1}^n (\xi + \eta) E_{yx} = Qh'(t). \end{cases}$$

де J_x, J_y, J_z – моменти інерції рами

віброплощинки відносно осей x, y, z ;

h – виліт ексцентриків

відносно центра тяжіння.

За допомогою такої розрахункової схеми можна отримати переміщення в усіх точках рухомої рами віброплощинки, знайти інерційні сили і зусилля в пружних зв'язках, але не можна обчислити зусилля в рухомій рамі віброплощинки і правильно оцінити напружений стан її металокопункції. При розрахунку віброплощадок, що мають невеликі геометричні розміри в плані і вантажопідйомність близько 0,5...3 т, ця розрахункова схема цілком прийнятна. Але із зростанням вантажопідйомності і розмірів віброплощинки така схема стає дуже спрощеною.

При розрахунку на міцність віброплощадок ударної дії різного конструктивного виконання, А.М. Лялиновим, одним з перших творців віброплощадок великої вантажопідйомності, була висунута ідея розгляду рухомих рам вібромашин як балок, що переміщуються в контакт і у відриві від пружної підстави.

У основу цього розрахунку покладена гіпотеза Вінклера, яка передбачала наявність двосторонніх зв'язків між балкою і основою. Розрахункова схема віброплощинки представлена у вигляді двох тіл, одне з яких моделює рухому

раму, а друге – пружний обмежувач переміщень. Частина періоду рама рухається у контакт з пружним обмежувачем переміщень, частина – у відриві від нього. В останньому випадку зберігається тільки односторонній зв'язок, тому завдання відшукування інерційних зусиль, що діють на рухому раму, є істотно нелінійним.

Динамічний розрахунок на міцність рухомої рами замінений статичним розрахунком на дію розподілених інерційних сил складеної балки, що спирається в окремих частинах на пружні прокладки, що моделюються жорсткими опорами. Розглядаються два режими роботи рами: за відсутності галопування і при просторовому галопуванні. В першому випадку розрахунок ведеться за наступною схемою:

– розраховуються прискорення і інерційні сили, що розвиваються рухомою рамою при ударі об пружний обмежувач переміщень;

– визначається площа пружного обмежувача переміщень і призначається його розташування на рухомій рамі;

– будуються епюри згинаючих моментів і поперечних сил для балки, завантаженої рівномірним навантаженням, функцією інерційних розподілених сил і потім, виходячи з допустимих напружень, підбирається поперечний перетин.

Із-за переміщення центру мас системи в процесі висипання і ущільнення бетонної суміші А.М. Лялиновим передбачається галопування рухомої рами віброплощинки щодо подовжніх і поперечних осей – це другий випадок розрахунку. У орієнтовному розрахунку рами на міцність розглядається плоске галопування, при цьому визначається тільки максимальний згинаючий момент, викликаний інерційними силами, що з'являються при обертанні рами навколо поперечної осі. Обертанням навколо подовжньої осі нехтують, оскільки інерційний згинаючий момент відносно цієї осі менше моменту щодо поперечної осі.

Просторове галопування приводить до періодичних ударів кінця рухомої рами об пружний обмежувач переміщень, а реакція пружного обмежувача викликає поворот рами щодо подовжньої і поперечної осей, що проходять в даний момент через центр мас системи. Цей варіант розрахунку дає максимальний згинаючий момент у небезпечному перетині, де спостерігається найбільша вірогідність тріщин.

Звертає на себе увагу динамічний розрахунок вібраційних транспортно-технологічних машин (ВТТМ) в різних конструктивних виконаннях. Динамічне завдання в цьому випадку розділяється на декілька частин:

– вивчення поведінки сипкого вантажу, що знаходиться під впливом вібрації, виявлення його реакції на робочі органи, тобто досліджується складна взаємодія частин системи:



технологічне навантаження – робочий орган – джерело енергії;

– оцінка пружних коливань і напружено-деформованого стану несучих конструкцій робочих органів;

– оцінка пружних коливань і напружено-деформованого стану тонкостінних робочих органів, що безпосередньо взаємодіють з сипким вантажем.

Несучі конструкції робочих органів важких ВТТМ, унаслідок їх значних розмірів і мас, розглядаються з позицій механіки систем з розподіленими і зосередженими параметрами. Для аналізу і розрахунку пружних коливань, напруженого стану різноманітних робочих органів, їх конструкції класифікуються на основі ознак, що відображають найбільш істотні сторони динамічних деформаційних процесів, що відбуваються в системі. З погляду вибору раціональної розрахункової моделі всі робочі органи умовно розділяються на чотири групи: протяжні стрижньового типу; тонкостінні типу пластин і оболонок; плоскі або просторові, такі, що приводяться до стрижньових рам; комбіновані.

До стрижньових моделей відносяться робочі органи, у яких один з розмірів конструкції істотно перевершує інші. До таких ВТТМ перш за все відносяться протяжні горизонтальні і вертикальні віброконвеєри і транспортно-технологічні пристрої на їх основі з робочим органом у вигляді жолоба або довгої труби. Як метод розрахунку пружних поперечних і подовжніх коливань і напружено-деформованого стану горизонтальних ВТТМ використовується метод кінцевих елементів. Остаточний висновок про працездатність ВТТМ дається на основі аналізу вимушених коливань. Завдання розрахунку амплітудних значень пружних переміщень і напружень приблизно вирішується методом кінетостатики.

Конструкції робочих органів практично всіх видів вібраційних грохотів, вібраційних фільтруючих центрифуг і т.п., приведені до плоских і просторових стрижньових рам, напружено-деформований стан яких оцінюється на основі розрахунку, вироблюваного методом переміщень.

Інші часткові питання рішення задач динаміки конструкцій і механізмів, що мають відношення до даного питання, можна представити як:

– математичне моделювання динамічних систем;

– скорочення числа ступенів вільності в коливальних системах;

– розподіл дискретних мас в континуальних системах;

– вплив на характер коливань жорсткісних характеристик;

– моделювання на ЕОМ коливань механічних систем;

– автоматизацію динамічних розрахунків;

– алгоритмізацію динамічних розрахунків;

– автоматизацію проектування вібраційних машин;

– метод кінцевих елементів;

– динамічні розрахунки лінійних і нелінійних систем;

– рішення задач вимушених коливань вібросистем;

– дослідження чинників чутливості коливальних систем;

– питання технології виготовлення залізобетонних виробів на віброформувальних машинах.

Таким чином із аналізу відомих робіт, присвячених динамічному розрахунку вібраційних машин, можна констатувати наступне.

Застосовані для оцінки деформаційних і міцностних характеристик металоконструкцій вібраційних технологічних машин відомі розрахункові схеми мають певні недоліки. Істотні недоліки стосовно динамічного розрахунку віброплощадок великої вантажопідйомності має розрахункова схема у вигляді твердого тіла на пружних опорах, а також використовувана при розрахунку віброплощадок ударної дії розрахункова схема у вигляді балки з рівномірно розподіленими по довжині силами інерції, яка припускає кінцеву жорсткість балки, але не враховує додаткових інерційних сил, що виникають при деформаціях конструкції.

У останнє десятиліття широкого поширення набули універсальні методи розрахунку, основані на ідеях методу кінцевих елементів (КЕ). Існують програмні комплекси, що реалізують ці методи на ЕОМ (ЛІРА, МІРАЖ, СУПЕР. ДІАНА, SAP80, ЗЕНІТ і ін.). Результатами розрахунку конструкцій методом КЕ є переміщення, зусилля (або напруження) у вузлових точках, число яких може вимірюватися сотнями, а іноді і тисячами, залежно від складності і розмірів конструкції. Обробка цих результатів на стадії конструювання машини вимагає значних витрат часу. Ці витрати багато разів збільшуються при динамічних розрахунках, оскільки названі програмні комплекси, як правило, дозволяють розраховувати тільки на гармонійні вимушуючі сили, що змінюються в часі по одному закону. Якщо ж сили мають різні закони зміни (наприклад, мають одну частоту, але різні кути зсуву по фазі), то розрахунок ведеться на дію кожної сили окремо з подальшим складанням уручну гармонік переміщень і зусиль. Окрім цього, метод кінцевих елементів припускає дискретизацію розподілених мас системи, тобто заміну континуальної системи системою з кінцевим числом ступенів вільності.

На кількість ступенів вільності накладаються жорсткі обмеження, виходячи з швидкодії ЕОМ і обсягу її оперативної пам'яті. Як показали наші дослідження, динамічний розрахунок рухомих рам віброплощадок пов'язаний з визначенням частот власних коливань з високими номерами і обмеження в числі ступенів вільності вносять істотні погрішності до визначення вищих частот. Відмічені недоліки існуючих методів динамічного розрахунку вібраційних машин зумовили два напрями дослідження:

– використання наявних програмних комплексів для розрахунку рухомих рам віброплощадок по дискретних розрахункових схемах з подальшою обробкою результатів на персональному комп'ютері;

– розробку способу розрахунку віброплощадок на основі континуальних розрахункових схем і створення пакету програм для персонального комп'ютера в цілях реалізації цього способу.

Вказані напрями досліджень повинні з достатнім наближенням вирішувати на етапі проектування віброплощадок великої вантажопідйомності завдання створення раціональної конструкції рухомої рами із зменшеною металоемністю при збереженні її міцності і жорсткості.

В процесі проектування віброплощадок виникає необхідність раціонального підбору таких конструктивних параметрів, як величина і напрям вимушуючих сил вібробудників, їх положення щодо центру мас коливальної системи, рівня допустимих амплітуд вібропереміщень і віброприскорень в окремих точках рухомої рами, а також вирішувати задачі міцності металоконструкцій. Отримання аналітичної залежності між вказаними параметрами або дуже складно, або в принципі не можливо, тому представляються, на наш погляд, допустимими багатоваріантні розрахунки, вироблювані на персональному комп'ютері з метою вибору оптимальних параметрів конструкції вібромашини, що розраховується. Крім того, багатоваріантний динамічний розрахунок, як метод рішення перерахованих вище задач – це реальний ступінь до автоматизації процесу проектування віброплощадок великої вантажопідйомності.

Названі розрахункові методи прийняті як основний напрям досліджень по динаміці віброплощадок великої вантажопідйомності. Розроблена програма розрахунку рухомих рам на динамічні навантаження, яка використана при створенні уніфікованого ряду віброплощадок типа ВПГ вантажопідйомністю 20 – 100 т.

Висновки:

1. Встановлено, що існуючі методи розрахунку рам віброплощадок не в повній мірі відображають виникаючі напруження, що в ряді випадків приводить до виходу цих рам із ладу.

2. Запропонована методика для розробки програм розрахунку рам на основі дискретних та дискретно-континуальних схем.

Література

1. Десов А.Е. Вибрированный бетон. – М.: Стройиздат, 1956. – 242 с.