

М.П. Нестеренко, канд. техн. наук, доцент, П.О. Молчанов, аспірант

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ БЕТОННОЇ СУМІШІ НА ДИНАМІКУ ВІБРОУЩІЛЬНЕННЯ

На основі аналізу відомих способів урахування опору в практиці розрахунків віброущільнювальних машин запропоновано розрахункову схему вібраційної установки з просторовим рухом робочого органу при формуванні залізобетонних шпал.

Ключові слова: вібраційна установка, віброзбуджувач, дебаланс, форма, бетонна суміш, моделювання.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими чи практичними завданнями. При математичному моделюванні та практичних розрахунках віброущільнювальних машин виникає необхідність урахування впливу бетонної суміші на їх динаміку, оскільки на подолання опору в середовищі, яке ущільнюється, витрачається значна частина енергії машини. При віброущільненні робочий орган і середовище рухаються за своїми, притаманними їм законами. При цьому енергія руху робочого органу витрачається в самій машині, на контакті із середовищем та в середовищі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У будівельній індустрії поряд із монолітним способом зведення споруд та будівель залишаються затребуваними залізобетонні вироби для індивідуального будівництва тощо. При виконанні таких видів робіт використовуються невеликі бетонні та залізобетонні вироби високої якості й різноманітної конфігурації, які можна виготовляти як на заводах ЗБВ і К, так і безпосередньо на будівельному майданчику. Для формування таких виробів можна використовувати віброплощадки малої вантажопідйомності з просторовим рухом робочого органу, розроблені у ПолтНТУ.

У працях учених В.Н. Шмігальського, П.Ф. Овчіннікова, А.А. Афанасьєва, В.Й. Сівка, О.А. Савінова, Б.В. Гусєва, І.І. Назаренка [4, 7, 9] та інших відзначено, що процес ущільнення протікає швидше при підборі частоти й амплітуди коливань, які відповідають максимальній інтенсивності вібраційного впливу та зміні за терміном режимів вібрації. У роботах П.Ф. Овчіннікова, Б.І. Зикова, В.Й. Сівка [9] доведено, що характер зміни частоти в процесі віброущільнення може бути встановлений за напружено-деформованим станом (НДС) у виробі залежно від його габаритів, способу формування та особливостей бетону. Але нерозв'язаним залишається питання створення віброплощадок, які зможуть реалізовувати оптимальні умови НДС.

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Отримані результати допомагають у розв'язанні завдання взаємодії робочого органу машини із

середовищем. Рішення базується на створенні математичної моделі руху середовища у функції напружено-деформованого стану. Визначені режими руху, які відповідають максимальній енергії, що передається від робочого органу середовищу. Установлені залежності між конструктивними та динамічними параметрами віброплощадки.

Метою даної роботи є створення математичних моделей віброплощадок з урахуванням опору ущільнюваної суміші на робочий орган, котрі дозволять більш точно проектувати вібраційні машини для виробництва залізобетонних і бетонних виробів, що є надзвичайно актуальним завданням, особливо у сучасних ринкових умовах.

Виклад основного матеріалу статті. Ефективність процесу передачі енергії від робочого органу до середовища і, відповідно, якість ущільнення значною мірою залежать від того, наскільки режим руху машини відповідає режиму коливань виробу. Для оцінювання ефективності цього процесу необхідним є вивчення кола питань, пов'язаних із передачею енергії від робочого органу до середовища. У зв'язку із цим ущільнювальну машину і бетонну суміш доцільно розглядати як єдину динамічну систему. Характеризуючи внутрішні втрати енергії в середовищі площею петлі гістерезису, виділяємо три способи врахування опору в динаміці віброущільнювальних машин:

1. *Енергетичний метод*, згідно з котрим у матеріалі, що деформується, визначається величина відносного розсіювання енергії як відношення площі петлі гістерезису до пружної енергії, що відповідає амплітуді вібропереміщення.

2. *Метод членування складових опор*, за яким окремо розглядають пружний, в'язкий та сухий (кулоновий) опори і враховують ці складові в загальному рівнянні руху системи. Цей спосіб, на відміну від попереднього, дозволяє враховувати пружні й в'язкі властивості середовища.

3. *Числовий метод* урахування опору середовища застосовують у випадках, коли необхідно точно врахувати особливості петлі гістерезису і коли складно представити її в аналітичному вигляді. За цим методом для аналітичного опису процесу ущільнення використовують досліду кусково-лінійну модель, у якій виділяють три стадії віброущільнення. Залежно від стадії бетонну суміш апроксимують: 1 – пружно-пластичним середовищем, що зберігає деформації (початок ущільнення); 2 – пружно-пластичним середовищем зі зміцненням і розвантаженням деформацій; 3 – середовищем, яке деформується лінійно (кінець процесу віброущільнення). При застосуванні цього методу система рівнянь руху робочого органу з урахуванням опору середовища складається з рівнянь руху робочого органу і коливань середовища [7].

При вивченні впливу середовища на рух робочих органів вібромашини пропонуємо обмежитись дослідженням руху центра мас завантаження відповідно до теореми про рух центра мас системи [7]. При такому моделюванні середовище представляють у вигляді одиничної маси, яка зосереджена у центрі мас і взаємодіє з робочим органом у напрямку трьох осей координат за допомогою в'язей, що моделюють пружні, в'язкі та пластичні властивості середовища.

Якщо розглядати середовище жорстко приєднаним до робочого органу, то для відповідності розрахунків даним експериментів слід вважати, що не вся маса наявної у формі бетонної суміші впливає на коливання системи, а лише її частина, або так звана приєднана маса. Це зручно зробити, скориставшись *коефіцієнтом приєднаної маси*, який являє собою відношення маси жорстко приєднаної до робочого органу вібромашини до всієї маси бетонної суміші у формі, що спричиняє таке ж зменшення амплітуд вібропереміщень, як і вся бетонна суміш, яка знаходиться у формі. Експериментально встановлено, що коефіцієнт приєднаної маси для бетонних сумішей залежить від їх складу та щільності армування і знаходиться в межах $k=0,15\dots 0,4$. Склад суміші менше впливає на величину k , ніж щільність армування. Тому для малоармованих виробів приймають $k=0,15\dots 0,25$, для середньоармованих – $k=0,25\dots 0,3$ і для густоармованих – $k=0,3\dots 0,4$.

І.І. Назаренко, розглядаючи основні типи реологічних моделей [4], відмічає, що найбільш уживаною при врахуванні впливу бетонної суміші на рух робочих органів є модель Фойгта, яка дає змогу враховувати пружно-в'язкі властивості середовища. Рух системи з одним ступенем вільності у даному випадку описується рівнянням

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t),$$

де $m\ddot{x}$ – відповідно маса і прискорення системи;

b, c , – відповідно коефіцієнти в'язкого опору і пружності;

\dot{x} – швидкість;

x – переміщення.

Для складання диференціальних рівнянь руху системи «робочий орган – дебаланс – суміш» (РО–Д–С) скористаємося алгоритмом Нільсена [11,12], доцільність застосування якого при математичному моделюванні вібраційних машин неодноразово підтверджувалась у наукових працях.

З метою спрощення математичного апарату та скорочення обчислень при розв'язанні рівнянь прийнято ряд припущень, які базуються на досвіді, накопиченому при розв'язанні питань математичного моделювання вібромашин, і не порушують точності отримуваних результатів.

1) Ураховуючи конструктивні особливості досліджуваної віброустановки, а саме спосіб з'єднання рухомої частини з нерухомою та спосіб установаження віброзбуджувача, приходимо до висновку, що дана система має «нульову» (нерухому) точку і її рух можна розглядати як сферичний.

2) Наявність бетонної суміші у формі враховуємо методом членування опору, який вона створює, представивши суміш у вигляді пружно-в'язкого тіла (рис.1).

3) Рухому раму із закріпленим на ній віброосердям (із віброзбуджувачем) і формою вважатимемо рівноцінною за масою твердому тілу, в якого геометрична вісь та вісь матеріальної симетрії збігаються.

4) Зусилля, що виникають при деформації пружних елементів опор у робочому діапазоні, вважатимемо пропорційними величині деформації.

Беручи до уваги прийняті конструктивні рішення запропонованої віброустановки та враховуючи наведені вище припущення, розрахункову схему установки представимо у вигляді механічної системи РО–Д–С (рис. 2).

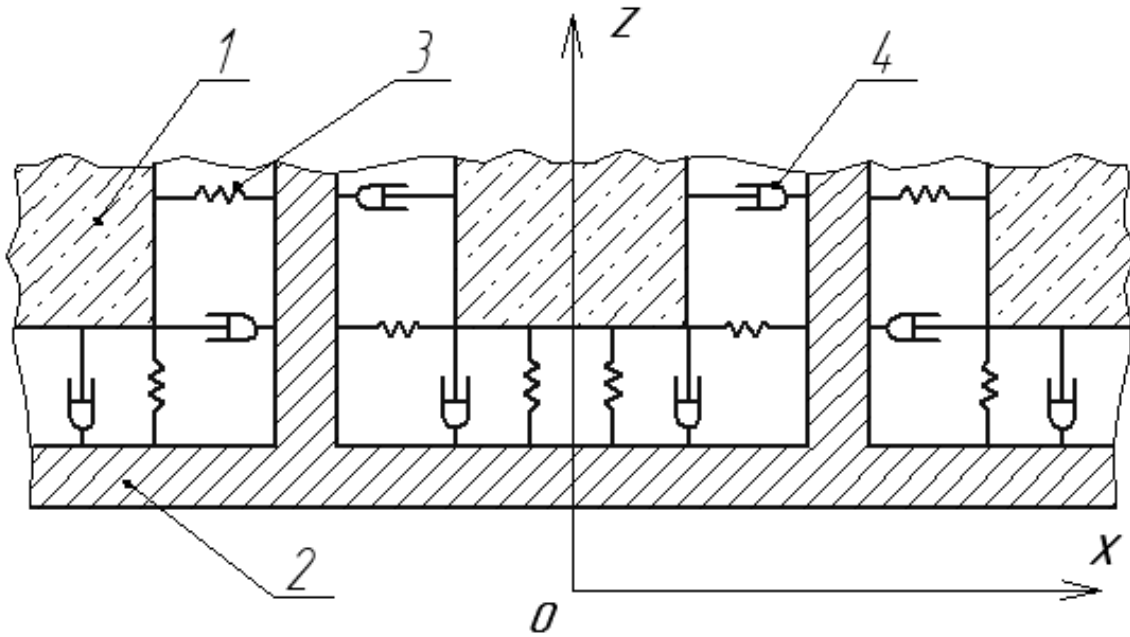


Рисунок 1 – Розрахункова схема вібраційної установки у площині XOZ з урахуванням впливу бетонної суміші: 1 – бетонна суміш; 2 – форма металева; 3 – пружна в'язь; 4 – в'язка в'язь

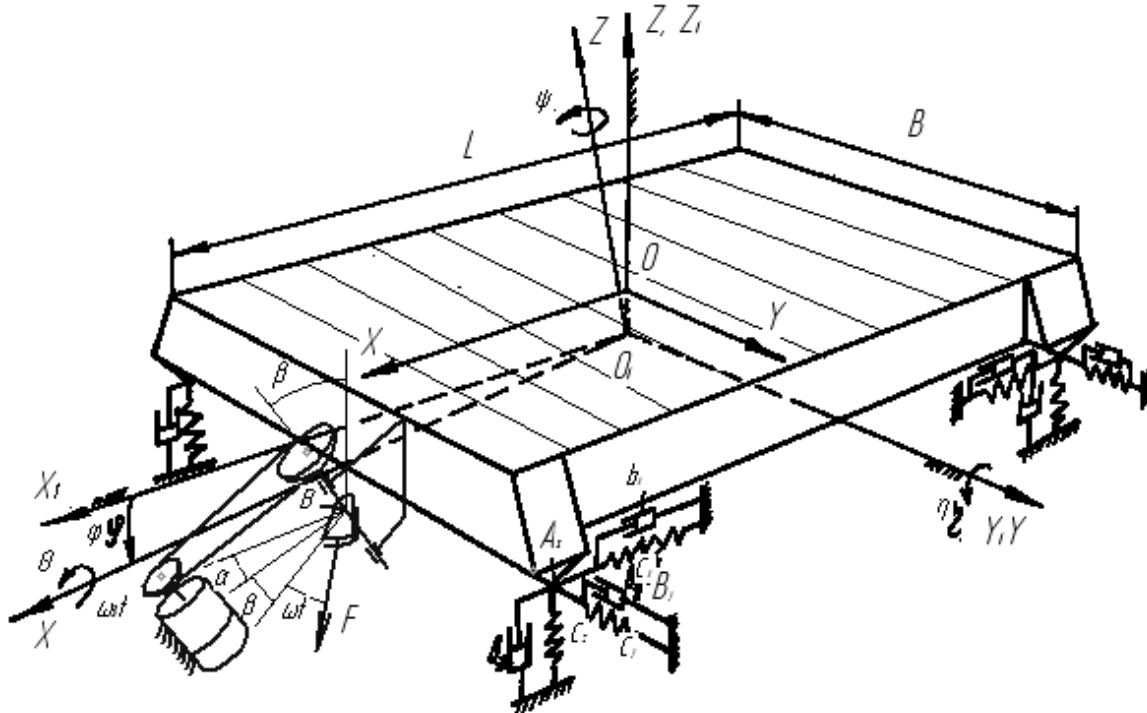


Рисунок 2 – Розрахункова схема вібраційної установки з просторовим рухом робочого органу

Визначення кількості степенів вільності матеріальної системи проводимо наступним чином, оскільки положення робочого органу в просторі при сферичному русі можна однозначно задати трьома кутами повороту ψ , θ , φ навколо осей координат, рух дебалансу віброзбуджувача за допомогою тих же кутів повороту і додатково кута повороту навколо осі симетрії віброустановки α , положення суміші, яка ущільнюється, визначиться кутами повороту ψ_1 , θ_1 , φ_1 навколо тих же

осей координат, що й робочого органу, то система РО–Д–С матиме сім степенів вільності, а система рівнянь Нільсена складатиметься із семи диференціальних рівнянь другого порядку по семи узагальнених координатах, у якості яких приймемо кути поворотів $\theta, \psi, \varphi, \theta_1, \psi_1, \varphi_1, \alpha$,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\theta}} - 2 \frac{\partial T}{\partial \theta} &= Q_{\theta}; \quad \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\theta}_1} - 2 \frac{\partial T}{\partial \theta_1} = Q_{\theta_1}; \\ \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\psi}} - 2 \frac{\partial T}{\partial \psi} &= Q_{\psi}; \quad \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\psi}_1} - 2 \frac{\partial T}{\partial \psi_1} = Q_{\psi_1}; \\ \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\varphi}} - 2 \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_{\varphi}; \quad \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\varphi}_1} - 2 \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1}; \\ \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{\alpha}} - 2 \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= Q_{\alpha}. \end{aligned} \tag{1}$$

де T – кінетична енергія системи РО – Д – С;

\dot{T} – повна перша похідна за часом від кінетичної енергії;

$\theta, \psi, \varphi, \alpha, \theta_1, \psi_1, \varphi_1$ – узагальнені координати;

$\dot{\theta}, \dot{\psi}, \dot{\varphi}, \dot{\alpha}, \dot{\theta}_1, \dot{\psi}_1, \dot{\varphi}_1$ – узагальнені швидкості;

$Q_{\theta}, Q_{\psi}, Q_{\varphi}, Q_{\alpha}, Q_{\theta_1}, Q_{\psi_1}, Q_{\varphi_1}$ – узагальнені сили.

Для визначення положення тіл системи РО–Д–С приймемо чотири прямокутні системи координат: для встановлення положення робочого органу й суміші – нерухому $O\xi\eta\zeta$ і рухому $Ox_1y_1z_1$; – жорстко зв'язану з робочим органом, котрі мають початок у нульовій точці O (рис. 1); для визначення положення дебалансу – системи координат $D\xi_1\eta_1\zeta_1$ та $Dx_1y_1z_1$, які мають початок у центрі мас дебалансу. При цьому осі системи $D\xi_1\eta_1\zeta_1$ під час руху дебалансу залишаються паралельними осям $O\xi\eta\zeta$, а осі $Dx_1y_1z_1$ жорстко зв'язані з дебалансом. У початковий момент часу осі кожної пари систем координат збігаються.

Для переходу від рухомої системи координат до нерухомої приймаємо кути, що будуються за принципом вібраційних з урахуванням наведених вище припущень. Кінетичну енергію системи РО–Д–С запишемо у вигляді

$$T = T_{PO} + T_D + T_C, \tag{2}$$

де T – кінетична енергія системи РО–Д–С;

T_{PO} – кінетична енергія робочого органу віброустановки;

T_C – кінетична енергія суміші, яка ущільнюється за допомогою віброустановки;

T_D – кінетична енергія дебалансу.

Визначимо кінетичну енергію робочого органу віброустановки. Спираючись на викладені вище припущення, рух робочого органу розглядаємо як сферичний відносно нульової точки O (рис. 2). У цьому випадкові вираз кінетичної енергії робочого органу запишемо у вигляді

$$T_{po} = J\omega^2 = \frac{1}{2}(J_x\omega_x^2 + J_y\omega_y^2 + J_z\omega_z^2), \quad (3)$$

де J – момент інерції робочого органу відносно миттєвої осі обертання;
 ω – кутова швидкість робочого органу в його обертанні відносно миттєвої осі;

J_x, J_y, J_z – моменти інерції робочого органу відносно відповідних осей;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекції миттєвої кутової швидкості робочого органу на відповідні рухомі осі. Для вібраційних осей з урахуванням викладених вище припущень маємо

$$\begin{aligned} \omega_x &= \dot{\theta}; \\ \omega_y &= \dot{\psi}; \\ \omega_z &= \dot{\phi}. \end{aligned} \quad (4)$$

З урахуванням формули (4) вираз (3) набуде вигляду

$$T_{po} = \frac{1}{2}(J_x\dot{\theta}^2 + J_y\dot{\psi}^2 + J_z\dot{\phi}^2). \quad (5)$$

Аналогічним чином кінетична енергія суміші визначиться як

$$T_c = \frac{1}{2}(J_{xb}\dot{\theta}_1^2 + J_{yb}\dot{\psi}_1^2 + J_{zb}\dot{\phi}_1^2), \quad (6)$$

де J_{xb}, J_{yb}, J_{zb} – моменти інерції бетонної суміші відносно відповідних осей.

Кінетичну енергію дебалансу визначимо, розмірковуючи таким чином. Вираз кінетичної енергії дебалансу запишемо за теоремою Кьоніга у вигляді

$$T_D = \frac{1}{2}mv_D^2 + \frac{1}{2}J_D\omega_D^2, \quad (7)$$

де m – маса дебалансу;

v_D – абсолютна швидкість центра мас дебалансу;

J_D – момент інерції дебалансу відносно миттєвої осі обертання;

ω_D – миттєва кутова швидкість відносно миттєвої осі обертання.

Абсолютна швидкість точки D – центра мас дебалансу в його поступальному рухові

$$v_s = (\dot{\xi}_D^2 + \dot{\eta}_D^2 + \dot{\zeta}_D^2), \quad (8)$$

де $\dot{\xi}_D, \dot{\eta}_D, \dot{\zeta}_D$ – проекції абсолютної швидкості центра мас дебалансу на відповідні осі нерухомої системи координат $O\xi\eta\zeta$.

Абсолютну швидкість точки D визначимо як суму відносної швидкості точки D у її обертанні навколо осі Oz та переносної швидкості точки D' , що є проекцією центра мас дебалансу на вісь Oz і рухається разом із нею.

Урахування розсіювання енергії в пружних елементах при дослідженні коливальних пружної системи пов'язане зі складностями, оскільки внутрішнє тертя залежить від ряду факторів, вплив яких носить складний характер і практично не підлягає прямому обліку. Серед багатьох гіпотез, що описують дисипативні сили, останнім часом найбільшого поширення набула гіпотеза Кельвіна — Фойгта, відповідно до котрої дисипативні сили пропорційні швидкості деформації пружних в'язей. При цьому нормальне напруження визначається залежністю

$$\sigma = E \varepsilon + \mu \dot{\varepsilon}, \quad (9)$$

де E — модуль пружності;

ε — відносна деформація;

μ — коефіцієнт внутрішніх опорів.

Дана гіпотеза порівняно проста, але з достатньою точністю характеризує сили, що виникають під час деформації пружних в'язей, і забезпечує достатню збіжність з експериментальними даними.

Висновки:

1. Аналіз наведених способів урахування опору в практиці розрахунків віброущільнювальних машин сприяє раціональному вибору ефективного шляху для опису динаміки віброущільнювальних машин.

2. Запропонована розрахункова схема вібраційної установки з просторовим рухом робочого органу дозволяє аналітично описати процес ущільнення бетонної суміші при формуванні залізобетонних шпал. Рішення математичної моделі дозволить отримати амплітуди коливальних (віброприскорення) бетонної суміші у будь-якій точці форми.

Література

1. Баженов, Ю.М. Бетон при динамическом нагружении / Ю.М. Баженов. — М.: Стройиздат, 1970. — 272 с.
2. Нестеренко, М.П. Универсальный вибростенд просторовых колебаний / М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко, В.В. Шульгин // Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций: тез. докл. Первой всеукр. науч.-практ. конф. — Полтава, 1996. — С. 59.
3. Нестеренко, М.П. Вибраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). — Полтава: ПолтНТУ, 2005. — Вип. 16. — С. 177 — 181.
4. Чубук, Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. — К.: Вища школа, 1985. — 168 с.
5. Мартынов, В.Д. Строительные машины и монтажное оборудование / В.Д. Мартынов, Н.Н. Алёшин, Б.П. Морозов. — М., 1990. — С. 29 — 45.
6. Нестеренко, Н.П. Новые низкочастотные виброплощадки повышенной технологической эффективности / Н.П. Нестеренко // Тез. докл. обл. науч.-техн. конф. молодых ученых и специалистов промышленности и строительства, 3 — 4 окт. 1990 г. — Полтава, 1990. — С. 36 — 37.
7. Сердюк, Л.І. Математична модель оброблюваного середовища й вібромашини / Л.І. Сердюк, Ю.О. Давиденко // Вибрація в техніці та технології. — Полтава, 1999. — С. 25 — 29.

8. Олехнович, К.А. Потребительские качества современных виброплощадок / К.А. Олехнович, Ю.И. Виноградов, Н.П. Нестеренко // Строительные и дорожные машины. – 1991. – №8. – С. 14 – 16.

9. Сівко, В.Й. Рух динамічної системи з врахуванням внутрішнього опору середовища / В.Й. Сівко, Є.О. Скубак // Периодический сборник научных трудов «Вибротехнология - 98». Обработка дисперсных материалов и сред. Теория, исследования. Технология и оборудование. – К.: НПО ВОТУМ, 1998. – С. 16 – 21.

10. Сівко, В.Й. Деякі питання теорії будівельних матеріалів і сумішей / В.Й. Сівко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6. – С. 84 – 89.

11. Овчинников, П.Ф. О выборе оптимальных параметров вибрационной обработки сред / П.Ф. Овчинников // Изв. вузов. Стр - во и архитектура. – 1969. – №2.

12. Лермит, Р. Проблемы технологии бетона / Р. Лермит. – М.: Госстройиздат, 1959. – 294 с.

Надійшла до редакції 28.01. 2010

© Н.П. Нестеренко, П.А. Молчанов

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ НА ДИНАМИКУ ВИБРОУПЛОТНЕНИЯ

На основе анализа известных способов учета сопротивления в практике расчетов виброуплотняющих машин предложена расчетная схема вибрационной установки с пространственным движением рабочего органа при формировании железобетонных шпал.

Ключевые слова: *вибрационная установка, вибровозбудитель, дебаланс, форма, бетонная смесь, моделирование.*

ANALYTICAL MODELLING OF VIBRATING INSTALLATION WITH ACCOUNT INFLUENCE OF THE CONCRETE MIX ON DYNAMIC VIBROCOMPRESSION

On the basis of analysis the known methods account resistance in practice calculations of vibrating machine the calculation chart the vibrating installation with spatial motion of working organ for formation of ferro- concrete cross ties.

Key words: *vibrating installation, vibro activators, unbalance, form, concrete mixture, modeling.*