

УДК 624.07

Н.Х. Раковська

Міжнародний Слов'янський університет, Харків

## РЕЙКОВИЙ ШЛЯХ ПЕРЕСУВАННЯ ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ З ЖОРСТКІСТЮ ПІДСТАВИ, ЩО ЗМІНЮЄТЬСЯ

*Наводяться розрахунки й аналіз безбалансирного багатовісного агрегату, навантаженого постійним зовнішнім навантаженням, для випадку, коли жорсткість пружної вінклерової підстави залишалася постійною, а також локально мінялася посередині довжини багатовісного агрегату. Показано, що для розглянутого варіанта навантаження багатовісного агрегату можливе створення безбалансирної конструкції, здатної забезпечувати рівномірне навантаження на колеса.*

**Ключові слова:** безбалансирний багатовісний агрегат, жорсткість підстави.

### Вступ

На основі аналізу існуючих важких багатовісних агрегатів у ряді робіт відмічається, що раціональне застосування багатоярусних балансирних систем обмежується п'ятьма ярусами. Подальше підвищення маси «корисного» вантажу, що перевозиться, здійснюється за рахунок збільшення числа ниток рейкового

шляху, що істотно ускладнює як рейковий шлях, так і ходову систему багатовісного агрегату. У зв'язку з відміченими недоліками, властивими багатоярусним балансирним системам, що ведуть до ускладнення конструкції багатовісної системи і рейкового шляху, представляється виправданим проведення розрахунків і аналізу моделей багатовісних високонавантажених спеціальних агрегатів без використання балансирних систем.

**Постановка задачі.** Вивчити можливість розробки моделі багатовісного агрегату без використання багатоярусних балансирів.

**Аналіз літератури.** Література, присвячена багатовісним агрегатам, пов'язана, в основному, з конструкціями, що містять багатоярусні механічні балансири. Ця література підрозділяється на дві групи.

До першої відноситься література про багатовісні багатоярусні балансирні агрегати, навантажені порівняно малим корисним навантаженням, що мають мале число ярусів балансирів. Для таких агрегатів представлена література, в основному, по вдосконаленню їх масових характеристик, підвищенню зручності і надійності експлуатації як в процесі руху, так і на етапах вантаження і розвантаження корисних вантажів [1], [4]. До другої відноситься література, пов'язана з проблемами розробки багатовісних агрегатів з числом ярусів балансирів, яке дорівнює чотирьом-п'яти. Із-за існуючих обмежень числа ярусів [3 – 4] і забезпечення необхідної вантажопідйомності агрегату застосовуються багатонитяні рейкові шляхи [2]. Подібні рішення ускладнюють не тільки конструкцію рухомих агрегатів, але і ускладнюють залізничну колію.

У зв'язку з відміченим, представляється доцільним пошук альтернативних, безбалансирних конструкцій багатовісних агрегатів.

### Основна частина

У роботах [2, 3] відмічено, що широко поширені багатовісні агрегати зі спеціальною системою механічних балансирів, володіючи експлуатаційними перевагами, в той же час мають і серйозні недоліки, з яких найбільш істотний полягає в тому, що багатоярусні системи балансирів мають граничне число ярусів, перевищення якого веде до такого різкого збільшення їх маси корисного навантаження на одну нитку рейкового шляху. Представляється виправданим вивчення можливості створення альтернативних безбалансирних конструкцій, що забезпечують рівномірне навантаження на колеса багатовісного агрегату. Першим кроком в цьому напрямі було дослідження можливості забезпечення рівномірного навантаження на колеса агрегату у разі його навантаження рівномірно розподіленим уздовж його довжини зовнішнім навантаженням з урахуванням «посадки» рейкового шляху під важким багатовісним агрегатом і додатково: при локальній зміні жорсткості вінклерової підстави.

Модель багатовісного безбалансирного агрегату (рис. 1) представляється у вигляді силової (вантажної) балки 1, працюючої на вигин, жорсткої (або пружної) підвіски коліс і нескінченної балки 2, лежачої на вінклеровій підставі і моделюючої рейковий шлях. Силову схему моделі безбалансирного багатовісного агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням, наводиться на рис. 2. Основне допущення, яке використовувалося при побудові моделі і проведенні розрахунків, полягало в тому, що досліджувана система є плоскою і всі її елементи розташовуються у вертикальній площині.

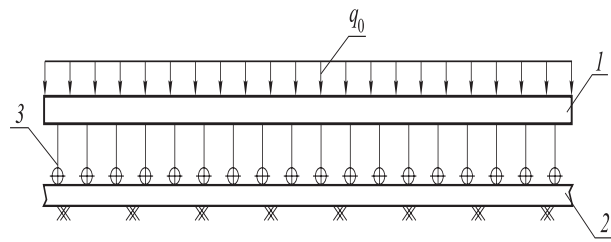


Рис. 1. Модель багатовісного безбалансирного рухомого агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням  $q_0$ : 1 – силова (вантажна) балка; 2 – нескінченна балка; 3 – опори

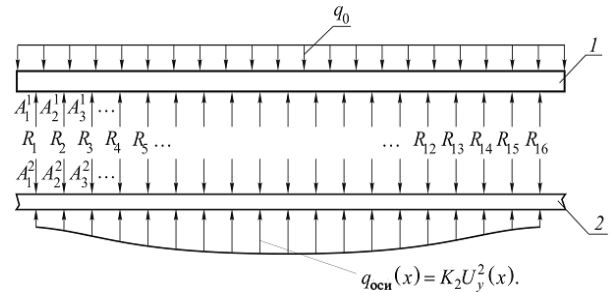


Рис. 2. Силову схему моделі безбалансирного багатовісного рухомого агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням  $q_0$ : 1 – силова (вантажна) балка; 2 – нескінченна балка;  $R_i$  – сили взаємодії між балками в точках  $A_1^1, A_2^1, A_3^1 \dots i A_1^2, A_2^2, A_3^2 \dots$

При рішенні задачі необхідно враховувати, що зв'язки  $R_i$  між балками 1 і 2 повинні бути такими, що (рис. 2): переміщення балки 1 (у точках  $A_1^1, A_2^1, A_3^1$  і т.д.) повинні дорівнювати переміщенням нескінченної балки 2 (у точках  $A_1^2, A_2^2, A_3^2$  і т.д.) при жорстких зв'язках або відрізнятись на величину переміщення пружного зв'язку; сили взаємодії між балками  $R_i$  в точках  $A_1^1, A_2^1, A_3^1 \dots$  і  $A_1^2, A_2^2, A_3^2 \dots$  повинні бути, через третій закон Ньютона, рівними за величиною і протилежними за напрямом. Система рівнянь, що дозволяє визначати переміщення балок 1 і 2, може бути представлена як:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{dx^2} \left[ EI_1(x) \frac{d^2 U_y^1(x)}{dx^2} \right] &= \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i) - q_0(x); \\ U_y^1(x_i) + U_y^3(x_i) &= U_y^2(x_i), \quad (i = 1, 2, 3 \dots N), \\ EI_2 \frac{d^4 U_y^2(x)}{dx^4} + K_2(x) U_y^2(x) &= - \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i); \end{aligned} \right\} (1)$$

де  $U_y^1(x_i), U_y^2(x_i), U_y^3(x_i)$  – вертикальні переміщення силової балки, балки на пружній підставі і пружної підвіски коліс в точці  $x_i$ ;  $EI_1(x), EI_2$  – вигинисті жорсткості силової (або вантажної) балки і рейкового шляху;  $K_2(x)$  – жорсткість пружної підстави;  $U_y^3(x_i) = R_i (L_3 / (EF_3))$  – переміщення пружної підвіски;  $L_3 / (EF_3)$  – жорсткість зв'язку силової балки з колесом;  $q_0(x)$  – зовнішнє розподілене навантаження, що

діє на силову балку;  $R_i$  – сила взаємодії колеса з рейкою (або балкою на вінклеровій підставі при  $x = x_i$ ).

Систему рівнянь (1) зручно перетворити до безрозмірної форми

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{d\bar{x}} \left[ \bar{d}_1(\bar{x}) \frac{d^2 \bar{U}_y(\bar{x})}{d\bar{x}} \right] &= + \sum \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i) - \bar{q}_y(\bar{x}); \\ \frac{d^4 U_y^2(x)}{dx^4} + K_2(\bar{x}) U_y^2(\bar{x}) &= - \sum \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i); \\ \bar{U}_y^1(\bar{x}_i) + \bar{K}_3^1 [\bar{U}_y^2(\bar{x}_i) - \bar{U}_y^1(\bar{x}_i)] &= \bar{U}^2(\bar{x}_i), \end{aligned} \right\} (2)$$

де  $\bar{x} = L_1 x$ ;  $L_1$  – довжина вантажної балки;

$$\left. \begin{aligned} \bar{U}_y^1(\bar{x}) &= L_1 U_y^1(x); \quad \bar{U}_y^2(\bar{x}) = L_1 U_y^2(x); \\ d_i(\bar{x}) &= \frac{EI_1(\bar{x})}{EI_2}; \quad \text{при } I_1 = \text{const}; \quad \bar{d}_1 = \frac{EI_1}{EI_2}; \\ \bar{K}_2 &= \frac{K_2(\bar{x}) L_1^4}{EI_2}; \quad \bar{K}_3^i = \frac{EF_3 L_1}{R_i L_3}; \\ \bar{R}_i &= \frac{R_i L_1^2}{EI_2}; \quad \bar{q}_y(\bar{x}) = \frac{q_y(\bar{x}) L_1^3}{EI_2}. \end{aligned} \right\} (3)$$

З аналізу системи рівнянь (2), записаних в безрозмірному вигляді, і коефіцієнтів приведення, визначених формулою (3), робимо висновок, що поведінка системи спеціальний важкий агрегат - рейковий шлях на пружній вінклеровій підставі визначається в загальному випадку безрозмірними параметрами  $\bar{d}_1(\bar{x})$ ,  $\bar{K}_2$ ,  $\bar{K}_3(x_i)$ ;  $\bar{q}_0(\bar{x})$ . У разі, коли вигиниста жорсткість вантажної балки є величиною постійною, і величиною постійною є навантаження  $q_0$ , а також жорсткість підвіски коліс  $\bar{K}_3 = \infty$ , поведінка системи визначається двома безрозмірними параметрами:

$$\bar{d}_1 = \frac{EI_1}{EI_2}; \quad \bar{K}_2 = \frac{K_2 L_1^4}{EI_2}. \quad (4)$$

На основі системи рівнянь (2) і співвідношень (3) з використанням ЕОМ був проведений ряд розрахунків, метою яких було встановлення принципової можливості створення моделі рухомих високонавантажених важких агрегатів (без застосування систем багаторушних механічних балансирів) з рівномірним розподілом зусиль  $R_i$  (колесо-рейка) з урахуванням деформацій вантажної балки і балки на пружній підставі. Разом з відміченим вище основним завданням розв'язувалося також завдання з виявлення впливу проектних параметрів ( $EI_1$ ,  $EI_2$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ) на характер деформації складових частин даної системи і характер розподілу зусиль  $R_i$ .

Розрахунки системи залізничний багатівісний агрегат - рейковий шлях проводилися при наступних основних початкових даних. Для 16-вісного агрегату довжина складала  $L = 32$  м. Зовнішнє рівномірне розподілене навантаження  $q = 5,3333 \times 10^4$  Н/м (що відповідало середньому значенню навантаження на колесо

$R_i = 10^6$  Н). Осьовий момент інерції рейки (КР 140)  $J_2 \approx 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ . Жорсткість вінклерової підстави приймається рівною  $K_2 = 10^3$  Н/м<sup>2</sup>.

Осьовий момент інерції вантажної (силової) балки приймався в двох варіантах: 1.  $J_1 \approx J_2 \approx 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ ; 2.  $J_1 = 100 J_2$ . Результати розрахунків з використанням ЕОМ наведені на рис. 3, що дозволяє зробити висновки.

У разі відносно малої вигинистої жорсткості вантажної балки  $J_1 \approx J_2$  спостерігається просадка рейкового шляху на ділянці багатівісного агрегату. Проте просадку рейкового шляху повторює і вантажна бачка із-за малої її вигинистої жорсткості. В результаті відстані між балками (1) і (2) (рис. 1) залишаються незмінними, і це призводить до рівномірного навантаження коліс  $R_i$  багатівісного важкого агрегату.

У разі відносно високої вигинистої жорсткості вантажної балки  $J_1 = 100 J_2$ , її вигин відсутній і, переміщаючись поступально вниз, вантажна балка деформує рейковий шлях таким чином, що на значній довжині багатівісного важкого агрегату навантаження на колеса виявляється однаковим, за винятком крайових ділянок.

Таким чином, при належному виборі вигинистої жорсткості вантажної балки  $J_1$ , (як це витікає з графіка для  $R_i$ -N на рис. 3, а) можна добитися рівномірного навантаження на колеса багатівісного агрегату навіть при використанні жорсткої підвіски коліс.

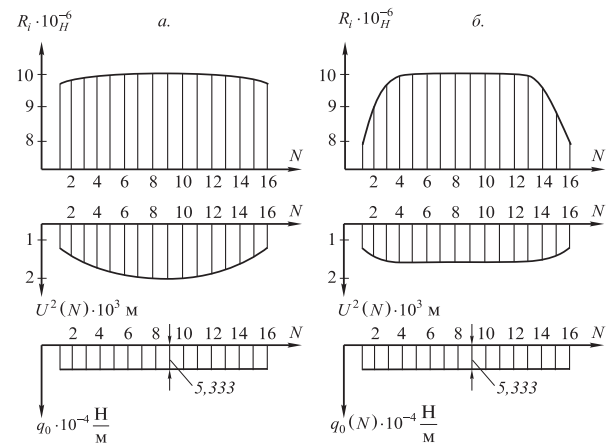


Рис. 3. Розподіл навантаження  $R_i$  на колеса, переміщення рейкового шляху  $U_i^2$  і зовнішнього навантаження  $q_0$  (при жорсткій підвісці коліс): а – випадок рівності вигинистих жорсткостей вантажної балки і рейки ( $I_1 = I_2$ ); б – випадок, коли вигиниста жорсткість вантажної балки істотно більше вигинистої жорсткості рейки ( $I_1 \approx 100 I_2$ )

Вище розглядалася задача розрахунку сил взаємодії колесо-рейка для багатівісного агрегату в припущенні, що жорсткість  $K_2$  вінклерової підстави залишається постійною на всій ділянці взаємодії важкого багатівісного агрегату з рейковим шляхом.

Розглянемо тепер складніший випадок, коли на ділянці взаємодії багатівісного агрегату з рейковим шляхом жорсткість  $K_2$  вінклерової підстави міняється локально за законом:

$$K_2(x) = K_2^0 - \Delta K_2 \cdot \left[ \left( x - \frac{L_1}{2} \right) \right], \quad (5)$$

де  $L_1$  – довжина багатівісного агрегату.

Система рівнянь (1), що описує напружено-деформований стан системи багатівісний агрегат – рейковий шлях, стосовно даного варіанту вінклерової підстави може бути записана у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \bar{d}_1 \frac{d^4 \bar{U}_y^1(x)}{d\bar{x}^4} &= \sum_{i=1}^N R_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i) - \bar{q}_0(x); \\ U_y^1(\bar{x}_i) + \bar{K}_3^1 \left[ \bar{U}_y^2(\bar{x}_i) - \bar{U}_y^1(\bar{x}_i) \right] &= \bar{U}_y^2(\bar{x}_i); \quad (i = \overline{1, N}); \\ \frac{d^4 \bar{U}_y^2}{d\bar{x}^4} + \left[ \bar{K}_2 + \Delta \bar{K}_2 \cdot \left[ \left( \bar{x} - \frac{L_1}{2} \right) \right] \right] \bar{U}_y^2 &= - \sum_{i=1}^N \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i), \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

додаючи до позначень (3) ще і наступні:

$$\left. \begin{aligned} U_y^1 &= \bar{U}_y^1 L_1; \quad U_y^2 = \bar{U}_y^2 L_1; \quad x = \bar{x} \cdot L_1; \\ \bar{K}_2 &= \frac{K_2 L_1^4}{E_2 J_2}; \quad \Delta \bar{K}_2 = \frac{\Delta K_2 L_1^4}{E_2 J_2}; \quad \bar{R}_i = \frac{R_i L_1^2}{E_2 J_2}; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

при  $J_1 = \text{const}; \quad \bar{d}_1 = E J_1 / E J_2.$

На основі системи (6) і (7) був проведений розрахунок напружено-деформованого стану системи багатівісний агрегат – рейковий шлях з використанням ЕОМ для початкових даних:

$$I_2 = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad K_2^0 = 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad \Delta K_2 = \frac{1}{2} K_2;$$

$$I_1^{(1)} = 100 I_2; \quad I_1^{(2)} = 0,01 I_2.$$

Результати розрахунків наводяться (для жорсткої підвіски коліс) на рис. 4, вони дозволяють зробити наступні висновки.

У разі відносно малої вигинистості жорсткості  $I_1$ , у порівнянні з  $I_2$  спостерігається просіла рейкового шляху на ділянці багатівісного агрегату (при жорсткій підвісці коліс). Проте просілу рейкового шляху повторює і вантажна балка із-за малої її вигинистості жорсткості. В результаті відстані між балками (1) і (2) (рис. 1) залишаються практично незмінними, що і призводить до рівномірного навантаження коліс  $R_i$ : багатівісного агрегату (рис. 4).

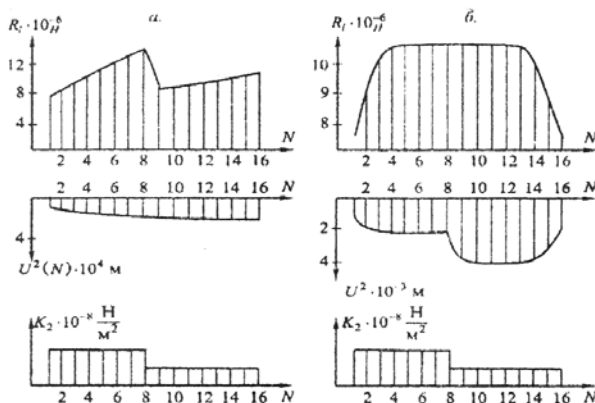


Рис. 4. Навантаження на колеса багатівісного безбалансирного агрегату  $R_i$ , а також переміщення рейкового шляху  $U_i^1$  і жорсткості пружної підстави  $K_2$

У разі відносно високої вигинистості жорсткості вантажної балки  $I_1$  її вигин практично відсутній, і, здійснюючи поступальну ходу вниз спільно з обертальною, вантажна балка (при жорсткій підвісці коліс) деформує рейковий шлях таким чином, що він виявляється практично прямолінійним. В результаті реакція рейкового шляху на колеса багатівісного агрегату приймає вигляд, що приводиться на рис. 4, а, повторюючи характер ступінчастої жорсткості пружної підстави. Таким чином, при належному виборі вигинистості жорсткості вантажної балки її (рис. 4, б) можна добитися рівномірного навантаження на колеса багатівісного важкого агрегату навіть при використанні жорсткої підвіски коліс. З урахуванням пружної підвіски коліс (7), можна добитися рівномірного навантаження на колеса, що виходить з табл. 1 і рис. 5/

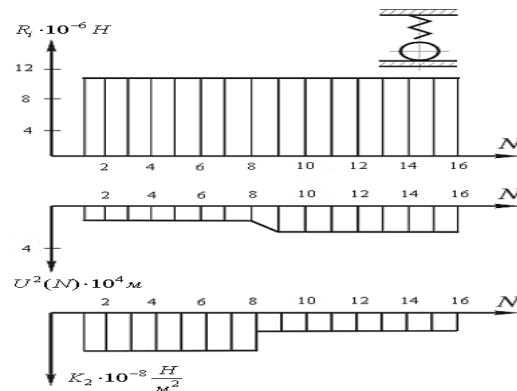


Рис. 5. Навантаження на колеса  $R_i$  моделі 16-вісного безбалансирного агрегату, а також переміщення пружної підстави  $U_i^2$  у разі жорсткості підстави  $K_i^2$ , що ступінчасто змінюється (при пружній підвісці коліс)

Таблиця 1

Значення сил  $R_i$  та переміщень  $U_i^{(1)}$

№	$R_i \cdot 10^{-6}, \text{ Н}$	$U_i^{(1)} \cdot 10^3, \text{ М}$
1	0,9969	2,21769
2	0,9969	2,20926
3	0,9969	2,20741
4	0,9969	2,20729
5	0,9969	2,20731
6	0,9969	2,20728
7	0,9970	2,20654
8	0,9970	2,20651
9	0,9970	3,99382
10	0,9970	4,00601
11	0,9970	4,00283
12	0,9970	4,00614
13	0,9970	4,00621
14	0,9970	4,00714
15	0,9970	4,01194
16	0,9970	4,01947

### Висновки

В результаті виконаних з використанням ЕОМ розрахунків і аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки.

1. Для безбалансирних багатівісних агрегатів, навантажених рівномірним зовнішнім, навантаженням, і при постійній жорсткості пружної вінклерової

підстави, при належному виборі вигинистої жорсткості вантажної (силової) балки  $J_1 \ll J_2$  можливо забезпечення рівномірного навантаження на колеса багатовісного агрегату.

2. Для безбалансирних багатовісних агрегатів, навантажених рівномірним зовнішнім навантаженням, і при жорсткості пружної вінклерової підстави, що змінюється стрибкоподібно на ділянці розташування багатовісного агрегату при належному виборі вантажної (силової) балки  $J_1 \ll J_2$ , можливо забезпечення рівномірного навантаження на колеса агрегату навіть при використанні жорстких підвісок коліс.

3. У всіх випадках застосування пружної підвіски коліс з високою точністю забезпечувалося рівномірне навантаження на колеса багатовісного агрегату з боку рейкового шляху.

4. У роботі показано, що для рівномірно розподіленого зовнішнього навантаження, яке діє на багатовісний агрегат, можливо досягнення практично однакових

зусиль на колеса (навіть при жорсткій підвісці) без застосування системи багатоярусних балансірів.

### Список літератури

1. Новый 16-осный транспортер. – М.: Железные дороги мира, 1993. – № 8. – С. 9-14.
2. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств / В.А. Гордеев. – М.: Транспорт, 1981. – 158 с.
3. Раковский Х.В. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов – Рельсы – основания путей / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская. – Х.: МСУ, 1998. – 84 с.
4. Раковская Н.Х. Комплексный подход к расчету взаимодействия ходовой части тяжелого многоосного агрегата, рельсов и основания пути / Н.Х. Раковская // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Серія "Технічні науки". – Х.: МСУ, 2003. – Т.6, №2. – С. 27-60.

Надійшла до редколегії 28.02 2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.М. Фоменко, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

### РЕЛЬСОВЫЙ ПУТЬ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА С ЖЕСТКОСТЬЮ ИЗМЕНЯЮЩЕГОСЯ ОСНОВАНИЯ

Н.Х. Раковская

*Наводятся расчеты и анализ безбалансирного многоосного агрегата, нагруженного постоянной внешней нагрузкой, для случая, когда жесткость упругого винклерового основания заважничала постоянной, а также локально менялась посредине длины многоосного агрегата. Показано, что для рассмотренного варианта нагрузки многоосный агрегат возможно создание безбалансирной конструкции, способной обеспечивать равномерную нагрузку на колеса.*

**Ключевые слова:** безбалансирный многоосный агрегат, жесткость основания.

### CLAOTYPE WAY OF MOVEMENT OF INDUSTRIAL TRANSPORT WITH INFLEXIBILITY OF FOUNDATION WHICH CHANGES

N.H. Rakovskaja

*Calculations and analysis of beamless are pointed pluriaxial aggregate, loaded with a quiescent external load, for a case, when inflexibility of resilient vinkler foundation put on airs permanent, and also locally changed in the meadle of length pluriaxial aggregate. It is rotined that for the considered variant of loading of pluriaxial aggregate creation of beamless construction, able to provide the even loading on wheels is possible.*

**Keywords:** beamless pluriaxial aggregate, inflexibility of foundation.

УДК 531/534:001.8

О.О. Юрченко

Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків

### ЗАДАЧА ОПТИМАЛЬНОГО ВЫБОРУ ДИСКРЕТНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

*В статті розглянуті питання, пов'язані з визначенням оптимального числа ступенів вільності дискретних механічних систем, що становить основу побудови раціональних розрахункових математичних моделей. Стаття присвячена розвитку розглянутих раніше [1] методів побудови дискретних моделей коливальних механічних систем і способів їх дослідження за допомогою диференціальних рівнянь, які в сукупності з початковими умовами руху складають основу математичної моделі механічної системи.*

**Ключові слова:** дискретні моделі, математична модель.

### Вягус

Будь-який силовий елемент літального апарата, його механізм чи агрегат можна розглядати як сукупність пружних тіл, яка за суттю становить систему з розподіленими масовими та жорсткими параметрами. Для розрахунку такої спрощеної механічної системи, яка відображає основні динамічні характеристики

фізичного процесу, треба перш за все визначити її оптимальне число ступенів вільності. У багатьох випадках вивчення руху системи з  $n$  ступенями вільності становить досить складну задачу механіки навіть в умовах програмного забезпечення електронної обчислювальної техніки для динамічних розрахунків. Тому мінімізація значення  $n$  є головним і найбільш важливим етапом у вирішенні цієї проблеми.