

ЗАСТОСУВАННЯ ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ГІРНИЧО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ПРОЦЕСІВ ДОЗУВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ

© Оксень Є., Алтухова Т., 2004

The technique of the numerical analysis of process of deformation of bulk cargoes by working bodies of feeders and calculation of loadings on working body is submitted. Examples of the practical analysis of structure and numerical dynamic modelling of the basic mechanisms and comparisons of feeders of various types are resulted.

Обґрунтований вибір типового устаткування, що забезпечує мінімізацію енергетичних витрат на транспортування, і проектування нових конструкцій гірничо-транспортних машин безперервної дії для видачі і дозування насипного вантажу з бункерів призводить до необхідності додаткових розрахунків, які не передбачені методиками для стандартних живильників і дозаторів. До такого устаткування належать хитні, пластинчасті і стрічкові живильники і конвеєри-живильники, які в процесі роботи безпосередньо сприймають робочими органами вплив масиву насипного вантажу, що знаходиться в бункері. В цих умовах числове моделювання [1, 2], зокрема динамічне моделювання, гірничо-транспортних машин безупинної дії є одним з найефективніших методів аналізу машини та процесів транспортування.

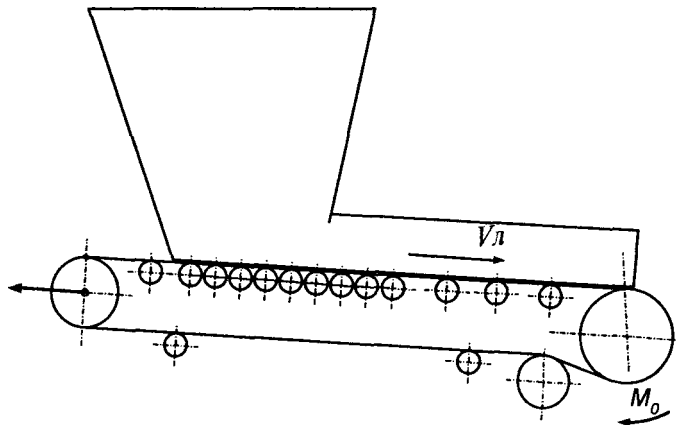


Рис. 1. Розрахункова схема стрічкового живильника

Метою цієї роботи є порівняння енергетичних параметрів видання і дозування насипних вантажів хитними, пластинчастими і стрічковими живильниками методами динамічного моделювання.

Розробляючи динамічні моделі механізмів живильників, застосуємо методологію аналізу і синтезу, тому дослідження силового впливу масиву насипного вантажу на робочі органи живильників при деформуванні виконаємо на етапі аналізу, а визначення динамічних параметрів механізмів здійснимо на етапі синтезу моделі. Порівняння технічних показників живильників зазначених типів будемо здійснювати для однакових умов експлуатації, геометричних параметрів монтажу на прикладі живильників легкого типу, що здійснюють видачу рядового кам'яного вугілля щільністю в насипі 1000 кг/м^3 , кутом внутрішнього тертя 38° , внутрішньою зв'язністю 50 Па з продуктивністю 350 т/ч .

Дослідження процесів деформування насипного вантажу і визначення навантажень на робочий орган живильників виділимо в самостійні задачі для кожної з прийнятих розрахункових схем. Так, для пластинчастих і стрічкових живильників, що мають робочий орган із замкнутим

контуром, прийємо розрахункову схему (рис. 1) поступального руху зі сталою швидкістю. Розрахунок деформування насипного вантажу платформою хитного живильника, що здійснює зворотно-поступальний рух, будемо здійснювати окремо для кожної з фаз деформування (рис. 2).

Використовуючи для розв'язання задачі деформування насипного вантажу [3, 4] метод скінченних елементів, записавши умову граничної стійкості в узагальненому вигляді, для 2D деформованого стану локального елемента нелінійні системи рівнянь будуть подані відповідно як

$$\begin{cases} \{\sigma_{ij}\} = [D] \cdot \{\varepsilon_{ij}\} \\ \{\varepsilon_{ij}\} = [B] \cdot \{x_{ij}\} \\ \frac{1}{2} [1 \quad x_i \quad y_i] = S \cdot d \\ m \cdot J_1 + \sqrt{J_2} - k = 0 \end{cases}$$

де
$$m = \frac{\sin \phi_0 \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin^2 \phi_0}}}{\sqrt{3}};$$

$$k = c_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \sin^2 \phi_0}{\sin^2 \phi_0 + 3}};$$

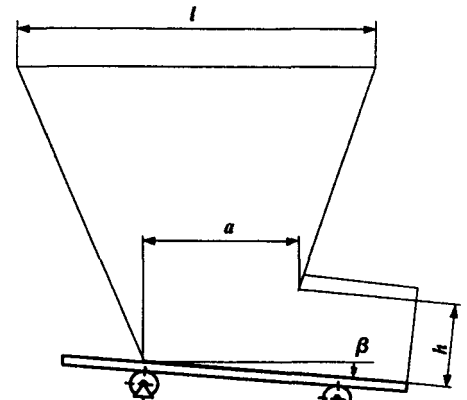


Рис. 2. Розрахункова схема хитного живильника

J_1, J_2 — перший та другий інваріанти девіатора напружень;

$\{\sigma_{ij}\}, \{\varepsilon_{ij}\}, \{x_{ij}\}$ — напруження, деформації та переміщення в елементі;

$[D], [B]$ — матриці пружності насипного вантажу і форми прийнятого елемента;

S — площа скінченного елемента в недеформованому стані;

d — коефіцієнт дилатаційної зміни об'єму насипного вантажу.

Отримані в результаті розрахунків вертикальні тиски на робочий орган, розподіл зусилля стиску в зоні завантаження у разі виконання умови стійкості є вихідними даними для подальшого аналізу основного, натяжного та опорного механізмів живильників (рис. 3). Особливістю навантаження механізмів хитного живильника є значне збільшення зусиль деформування насипного вантажу при зворотному русі платформи (рис. 4).

Застосовуючи логіку подання ланок механізмів зосередженими масами, об'єднаними пружними і дисипативними зв'язками, залежно від конструктивного виконання для кожного з живильників можуть бути складені ті чи інші динамічні моделі.

Так, для основного механізму динамічна модель [5] може бути подана сукупністю зосереджених мас, зокрема, зважаючи на кількість мас для вантажної і порожньої віток, що дорівнює кількості опор вантажної і порожньої віток. Для одиничної маси (ланки) із твердостями c_i рівняння руху може бути записане як

$$\ddot{x}_i = \frac{c_{i-1}}{m_i} \cdot (x_{i-1} - x_i) - \frac{c_i}{m_i} \cdot (x_i - x_{i+1}) - \frac{F_{ci}}{m_i},$$

де $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ — переміщення, швидкості та прискорення відповідних мас; F_{ci} — приведене зовнішнє навантаження, Н.

Розрахункові значення навантажень на робочий орган можуть бути перетворені в розрахункові навантаження, що є складовими F_{ci} . Сили, що діють на кожну з i -х мас, визначають для кожної ділянки як сумарну сил опору руху по опорах, скочувальної складової ваги, силу опору

бортів, силу опору руху від хитання вантажу. Сили опору руху від хитання вантажу на робочій вітці мають дисипативний характер і значимі за наявності відносного зсуву між суміжними ланками.

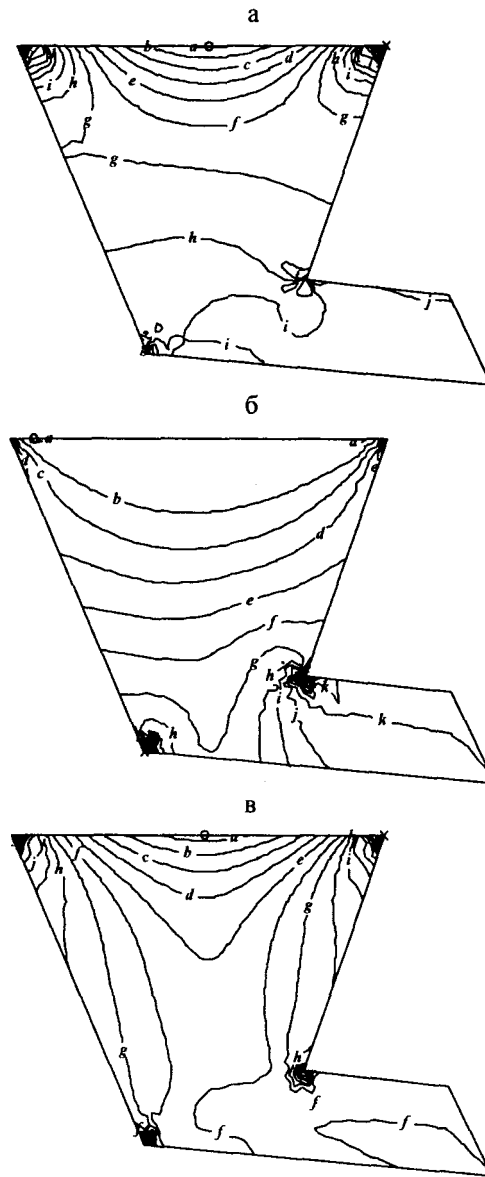


Рис. 3. Деформування насипного вантажу при видачі пластинчастим або стрічковим живильником (крок 5 КПа):

а) ізолінії X-напружень ($j=0$); б) ізолінії Y-напружень ($k=0$); в) ізолінії умови стійкості ($j=0$)

Тоді система рівнянь динамічної моделі для основного механізму живильників як нелінійної системи з одним ступенем свободи із силовим збудженням може бути записана як

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = \frac{k_5 \cdot (1 - k_2 \cdot \dot{x}_1)}{m_1 \cdot (k_3 + (1 - k_2 \cdot \dot{x}_1))^2} - \frac{c_1}{m_1} \cdot (x_1 - x_2) + \frac{c_3}{m_1} \cdot (x_n - x_1) \\ \ddot{x}_n = \frac{c_{n-1}}{m_n} \cdot (x_{n-1} - x_n) - \frac{c_n}{m_n} \cdot (x_n - x_1) - \frac{F_{cn}}{m_n} \end{cases} \quad (1)$$

де k_2, k_3, k_5 — коефіцієнти механічної характеристики привода у формі Клоса при застосуванні

асинхронних двигунів з короткозамкнутим або фазним ротором;

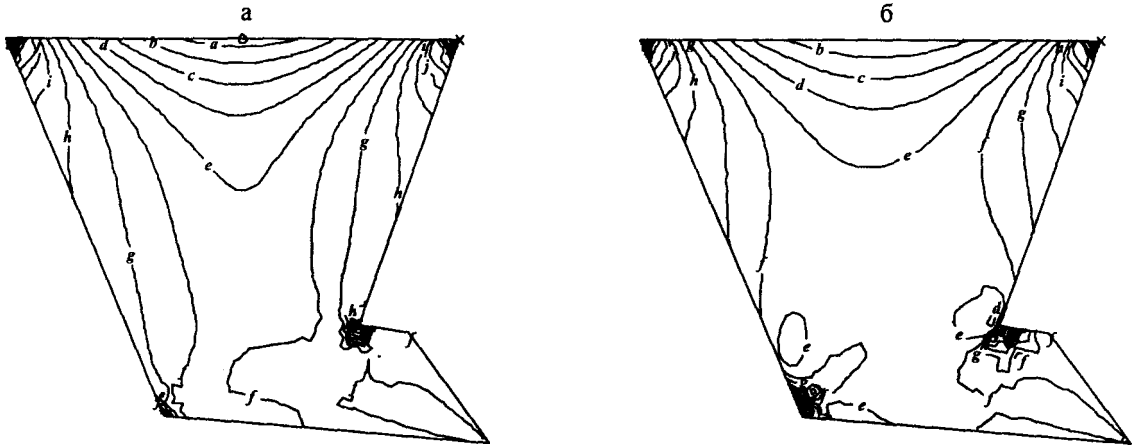


Рис. 4. Ізолінії умови стійкості в масиві деформованого насипного вантажу при видачі хитним живильником ($f=0$, шаг 5 КПа): а) рух платформи вперед; б) зворотний рух платформи під час розвантаження

$$k_2 = \frac{60 \cdot u_{np}}{\pi \cdot n_0 \cdot D};$$

$$k_3 = S_{кр}^2 = \left(\left(1 - \frac{n_{ном}}{n_0} \right) \cdot \left(\gamma + \sqrt{\gamma^2 - 1} \right) \right)^2;$$

$$k_5 = \frac{4 \cdot M_{max} \cdot K \cdot S_{кр} \cdot u_{np}}{D};$$

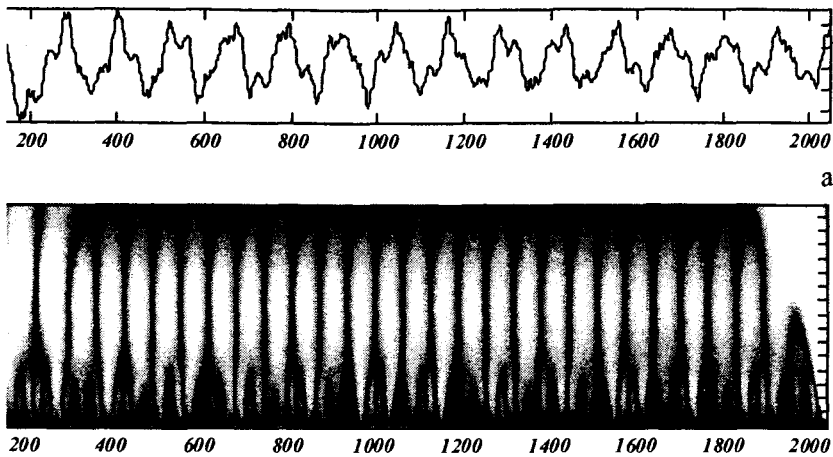
де u_{np} — передавальне відношення привода; $n_0, n_{ном}$ — синхронна та номінальна швидкість двигуна, об./хв; γ — перевантажувальна здатність двигуна; M_{max} — максимальний момент двигуна, Н·м; K — коефіцієнт динамічності привода.

Як узагальнену координату при складанні системи рівнянь (1) прийнято [6] повздовжню вісь x вантажної вітки живильника. Особливістю системи рівнянь у вигляді (1) є врахування у явному вигляді паспортної характеристики двигунів відповідно до гарантій заводів-виробників, що з урахуванням характеру приведених зовнішніх навантажень робить практично неможливим аналітичне розв'язання.

Практичне числове розв'язування систем рівнянь динамічних моделей механізмів живильників виконувалось в середовищі MatLAB. Інтегрування виконувалося з фіксованим кроком 0,001 із при нульових початкових значень переміщень, швидкостей і прискорень мас. У розробленій методології вихідними даними є сукупність числових значень кінематичних, силових і енергетичних параметрів досліджуваної машини і всіх її ланок, які фіксувались на заданому скінченному проміжку часу розрахунку функціонування, які у подальшому аналізі можуть бути представлені у вигляді файлів, таблиць, діаграм (рис. 5). Наприклад, як впливає з діаграми зусилля стиску привода пластинчастого живильника значною мірою обумовлено кінематикою зачеплення ланок ланцюга з зірочкою, оскільки коефіцієнт динамічності привода пластинчастого живильника, з цієї передачею

$$K = 1 - \left(\sin \frac{\pi}{z} \right) \cdot \sin \left(1 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin \left(\frac{4 \cdot z \cdot x_1}{D} \right) \right);$$

де z, D — кількість зубів та діаметр зірочки.



б

Рис. 5. Аналіз тягового зусилля привода пластинчатого живильника: а) зміна тягового зусилля в перші 2 с після запуску (розмірність сили — Н); б) часові амплітудно-частотні представленні тягового зусилля неперервним вейвлетом *mxihat*

Динамічний розрахунок доволі точно відображає процеси, що відбуваються в механізмах живильника, а отримані числові дані забезпечують виконання глибокого аналізу впливу окремих параметрів на загальну характеристику машини і конструкції машини на показники вантажно-розвантажувального вузла загалом. Так, за підсумками розрахунку визначені значення настановної потужності привода для стрічкового, пластинчастого і хитного живильників, що становить відповідно 2,0; 3,5 і 4,5 кВт.

Застосування динамічного моделювання також можна використати для підбору устаткування приводу, забезпечення коректування параметрів механізмів, наприклад, зниження максимального прискорення за рахунок збільшення часу розвантажування

1. Оксень Е.И. Расчёт нагружения рабочих органов питателей при выдаче насыпных грузов из бункеров // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. тр.* — Донецк, 2001. — Вып. 1. — С. 144—148.
2. Оксень Е.И. О расчёте усилий деформирования горной массы, содержащей крупнокусковые фракции // *“Сб. научн. тр. Национ. горн. акад. Украины”, № 13.* — Том 2, 2002. — С. 216—222.
3. Оксень Е.И. Методика динамического определения параметров устойчивости деформирования зернистых фракций жёстких бетонов // *Автомобільні дороги і транспортне будівництво: Міжвід.науково-техн. зб.* — Вып. 64 — 2002. — С. 185—188.
4. Оксень Є.І. Числове моделювання процесів навантаження робочих органів стрічкових живильників // *Вісн. технол. ун-ту Поділля: Наук. журн.* — Хмельницький, 2002. — № 6. — С. 211—215.
5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. — М., 1971.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. — М., 1988.