

К. Г. Нізяєв, Б. М. Бойченко та ін. // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2013. – № 2. – С. 38–41.

17. **Зборщик А.М.** Влияние условий растворения магния в чугуна на эффективность десульфурации металла / А.М. Зборщик // Тепло- и массообменные процессы в металлургических системах : материалы VIII Международной научно-технической конференции (Мариуполь, 7–9 сентября 2010 г.). – Мариуполь : ПГТУ, 2010. – С. 102–107.

18. **Зборщик А.М.** Эффективность использования флюидизированной извести для десульфурации чугуна в 300-т заливочных ковшах / А.М. Зборщик, С.В. Куберский, Г.Я. Довгалюк, В.Н. Беломера // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Металургія. – 2011. – Вип. 13 (194). – С. 53–60.

19. Десульфурация чугуна в кислородно-конвертерном цехе ОАО «Алчевский металлургический комбинат» / **А.М. Зборщик, С.В. Куберский, Г.Я. Довгалюк и др.** // Металлы и литье Украины. – 2010. – № 7. – С. 9–12.

20. **Грибоводов С.С.** Аналітично-розрахункова обробка показників позадоменної десульфуратії чавуну /С.С. Грибоводов, О.С. Воденнікова, Л.В. Воденнікова // Молоді вчені 2019 – від теорії до практики: збірник матеріалів Х Міжнародної конференції молодих вчених. Секція 1 «Металургія, машинобудування, металообробка» (Дніпро, 7 березня 2019 р.). – Дніпро: НМетАУ, ІНІФН, 2019. – С. 20–23.

Рукопис подано до редакції 03.11.2021

УДК 622.74: 621.928.235

В.В. ЯЦУН, канд. техн. наук, доц., Центральноукраїнський національний технічний університет
О.Д. ПОЧУЖЕВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц., В.Ю. ТИЩЕНКО, наук. співроб.
Криворізький національний університет

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА, ЩО ПРАЦЮЄ В РЕЗОНАНСНОМУ РЕЖИМІ

Метою роботи є дослідження процесу збудження двочастотних резонансних вібрацій короба грохоту пасивними автобалансирами.

Створено імітаційну модель модернізованого грохоту інерційного, у якому в якості віброзбудника використовується кульовий автобалансир, що дозволяє створювати двочастотні резонансні вібрації. Був виділений ряд основних параметрів, що впливають на стійкість двочастотних резонансних вібрацій. Установлено, що області існування двочастотних резонансних вібрацій мають великі межі, що дозволяє змінювати характеристики двочастотних резонансних вібрацій зміною багатьох параметрів. Зроблено висновок про можливість отримання позитивного ефекту від заміни інерційного віброзбудника на двочастотний резонансний.

Методи дослідження. Дослідження проводилися з використанням комп'ютерної САПР Solidworks для створення імітаційної моделі і модуля Cosmos Motion для моделювання динаміки вібромашини. Обробка отриманих даних проводилась в системі комп'ютерної алгебри Mathcad.

Наукова новизна. Визначені області зміни основних параметрів, що забезпечують швидке і гарантоване настання двочастотних резонансних вібрацій. Сформульовані та перевірені припущення щодо дії механізму виникнення двочастотних резонансних вібрацій.

Практична значимість. Поєднання переваг резонансної вібромашини із двочастотним віброзбудником дозволить одержати енергоефективну машину з підвищеною продуктивністю. Методика імітаційного моделювання, реалізована для вібраційного грохоту, може бути використана й для інших вібраційних машин.

Результати. В розробленій імітаційній моделі, що має ідентичні геометричні, масово-інерційні параметри й повністю відповідає натурному грохоту, установлено, що в широкій області зміни параметрів системи гарантовано наступають двочастотні резонансні вібрації. До цих параметрів віднесено: масу короба, масу коригувальних вантажів, масу дебалансу, частоту обертання дебалансу, жорсткість опор та сили в'язкого опору. Збільшення маси короба сприяє зменшенню нижчої частоти коливань. При цьому коригувальні вантажі автоматично підлаштовуються під зміну маси короба. Збільшення маси коригувальних вантажів прямопропорційно сприяє збільшенню амплітуди повільних коливань короба. Збільшення маси дебалансу в корпусі автобалансира прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань короба. Збільшення частоти обертання ротора прямопропорційно збільшує швидкість швидких коливань короба. Був визначений ряд параметрів, що впливають на значення амплітуди повільних коливань.

Ключові слова: резонанс, двочастотний віброзбудник, дебаланс, автобалансир, грохот, імітаційне моделювання.

doi: 10.31721/2306-5451-2021-1-53-35-40

Проблема та її зв'язок з науковими і практичними завданнями. У резонансних вібромашинах віброзбудники приводять у рух досить значні по площі робочі органи (сита, короби) з мінімальними витратами енергії [1-3].

Значне підвищення ефективності вібромашин забезпечується використанням у них дво- і більше частотних віброзбудників [4]. У таких машинах при коливаннях короба (решета, сита й

т.п.) з більш низькою частотою виконується головний технологічний процес – сепарація, просівання й т.п., а коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення короба й зміну механічних властивостей оброблюваного продукту з метою збільшення інтенсивності головного технологічного процесу.

Об'єднання резонансної машини із двочастотним віброзбудником дозволить одержати енергоефективну машину з підвищеною продуктивністю за рахунок поєднання переваг резонансних і багаточастотних вібромашин.

Існуючі способи збудження двочастотних вібрацій мають труднощі з підстроюванням під резонансну частоту коливань короба [1-4]. З іншого боку, виявлений особливий режим руху ротора з пасивним автобалансиром (АБ), у якому ротор обертається з робочою частотою, а коригувальні вантажі (КГ) не можуть його наздогнати й застряють на одній з резонансних частот коливань ротора [5-15]. Довгий час цей режим, у рамках теорії автобалансування, розглядався як побічний (небажаний). При цьому основна увага приділялася підбору параметрів ротора й АБ, при якому настає автобалансування, а будь-які інші побічні рухи – нестійкі.

Аналіз досліджень і публікацій. У роботі [5] при вивченні процесу зрівноважування ротора на пружно-в'язких опорах двома маятниковим АБ був виявлений новий побічний режим руху роторної системи, який був пояснений ефектом застрягання Зоммерфельда. Зазначимо, що ефект Зоммерфельда це – застрягання при розгоні маятника, жорстко насадженого на вал електродвигуна, встановленого на платформу на податливих опорах на резонансній частоті коливань платформи [6].

У роботі [7] експериментально виявлений режим, у якому дві кулі в кульовому АБ притиснуті одна до одної й під час обертання відстають від ротора. У роботі [8] особливий режим руху ротора з АБ експериментально був виявлений для багатокульових і неklasичних АБ (в останніх КВ повертаються навколо поздовжньої й поперечної осей ротора). У роботі [9] підтверджені результати роботи [8] для кульових автобалансирів як експериментально, так і обчислювальним експериментом.

У роботі [10] за допомогою методу розподілу рухів, проведені дослідження ефекту «застрягання» і режиму автобалансування, пояснені особливості поведінки роторної системи з маятниковими АБ. Отримані умови існування ефекту «застрягання». Більш докладно ці результати викладені в роботі [11].

У роботі [12] виконані експериментальні дослідження ефекту «застрягання» маятників в АБ на резонансних частотах ротора. У роботі [13] експериментально й обчислювальним експериментом виявлений ефект «застрягання» у твердого ротора із чотирма ступенями свободи на пружних ізотропних опорах з маятниками для автобалансування.

У роботі [14] побудована узагальнена механіко-математична модель, призначена для дослідження як процесу автобалансування ротора маятниковими АБ, так і ефекту застрягання маятників.

У роботах [5-14] режим застрягання КВ розглядається в рамках теорії АБ як побічний (небажаний). При цьому основна увага приділялася підбору параметрів ротора й АБ, при якому настає автобалансування, а будь-які інші побічні рухи – нестійкі.

Таким чином, для проектування резонансних двочастотних машин необхідно вивчити механізм збудження АБ двочастотних вібрацій короба, вплив на їхні характеристики різних параметрів вібромашини. У зв'язку зі складністю проведення натурних експериментів доцільно ці дослідження проводити віртуально – з використанням 3D моделювання.

Постановка задачі. Розробити 3D модель грохоту і двочастотного віброзбудника у вигляді кульового АБ. Виконати пошук областей зміни основних параметрів, які забезпечують гарантоване настання двочастотних вібрацій та дослідити механізм збудження АБ двочастотних вібрацій.

Викладення матеріалу та результати. Створено 3D модель грохоту інерційного легкого типу ГІЛ 52 (рис. 1). Вона має ідентичні геометричні, масо-інерційні параметри й повністю відповідає натурному грохоту.

Створено 3D модель одночастотного віброзбудника (рис. 2 а), а також двочастотного віброзбудника у вигляді кульового АБ (рис. 2 б). У базовій машині використовується одночастотний інерційний віброзбудник, а в модернізованій – двочастотний інерційний.

Створено 3D модель одночастотного віброзбудника (рис. 2а), а також двочастотного віброзбудника у вигляді кульового АБ (рис. 2 б). У базовій машині використовується одночастотний інерційний віброзбудник, а в модернізованій – двочастотний інерційний.

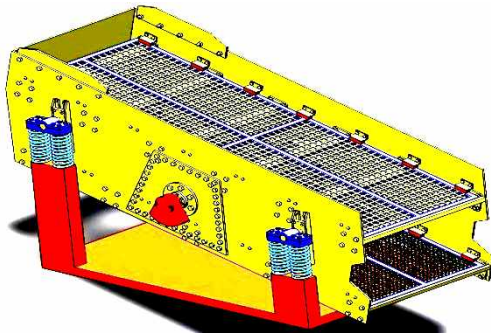


Рис.1. Імітаційна модель грохоту

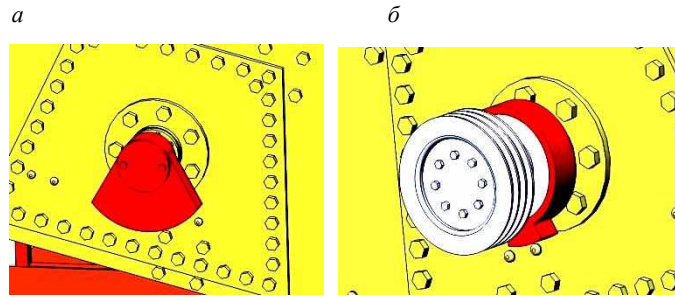


Рис. 2. Дебаланс (віброзбудник): а – одночастотний; б – двочастотний у вигляді кульового АБ

Після налагодження й тестування 3D моделі модернізованої машини були виділені такі основні параметри, що впливають на стійкість двочастотних вібрацій: коефіцієнт твердості опор S ; коефіцієнт сили в'язкого опору B ; маса дебалансу на корпусі АБ M_D ; сумарна маса коригувальних вантажів $M_{кв}$; маса корпуса M ; частота обертання валу ω ; коефіцієнт сили в'язкого опору руху $K_B h$.

Для проведення експериментів були прийняті такі значення параметрів за замовчуванням: маса дебалансу на корпусі АБ $M_D=11$ кг, маса коригувальних вантажів $M_{кв}=38$ кг, маса корпуса $M=2700$ кг, частота обертання валу $\omega=1500$ об/хв.

Коефіцієнт твердості опор був обраний таким чином, щоб частота власних коливань центру мас (ЦМ) корпуса на пружних амортизаторах становила 16 с^{-1} , при цьому сумарний коефіцієнт твердості всіх пружин склав $S=19000\text{ Н/мм}$ (значення за замовчуванням).

Спочатку змінювався коефіцієнт сили в'язкого опору в опорах B (табл. 1). Установлено, що двочастотні вібрації не виникають при занадто малих або великих силах в'язкого опору.

Таблиця 1

Коефіцієнт сили опору в опорах

| $B, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{мм}$ | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
|---|-----|---|---|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| Час загасання вільних коливань корпуса, с | >10 | 4 | 2 | 1 | 1,5 | 1,2 | 1,0 | 0,9 | 0,8 |
| Двочастотні вібрації | - | + | + | + | + | + | + | + | - |

У подальших дослідженнях було прийняте значення за замовчуванням $B=7, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{мм}$.

Для дослідження впливу маси корпуса на характеристики вібрацій, значення маси корпуса мінюлося в діапазоні 2500–3500 кг (рис. 3 а,б). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна значення віброприскореного центру мас корпуса.

Установлено, що нижча частота коливань корпуса зменшується з ростом маси корпуса. При цьому K_B автоматично підлаштовуються під зміну маси корпуса.

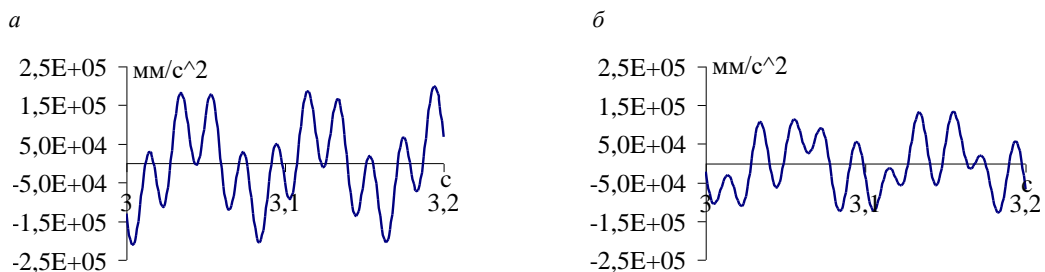


Рис.3. Вплив маси корпуса на діаграму його віброприскорень: а – $M=2500$ кг; б – $M=3500$ кг

Для дослідження впливу маси $K_B M_{кв}$ на характеристики вібрацій, значення маси K_B змінювалося в діапазоні 15–35 кг (рис. 4 а,б). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна значення віброприскорень центру мас корпуса.

Установлено, що збільшення маси КВ прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань короба. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, що спрямована на виконання основного техпроцесу (сепарації, класифікації, просівання й т.п.).

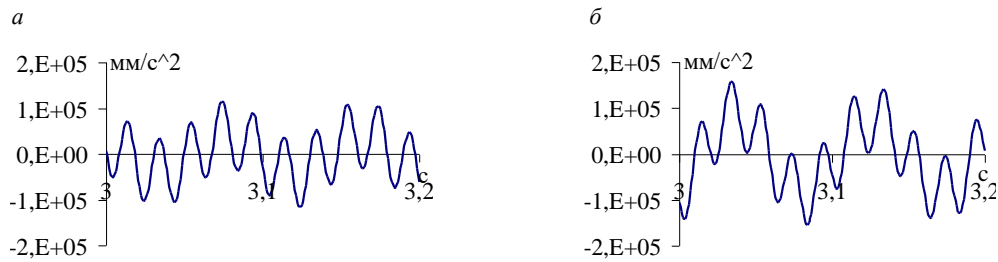


Рис. 4. Вплив маси КВ на діаграму віброприскорень короба: *a* – $M_{KB}=15$ кг; *б* – $M_{KB}=35$ кг

Для дослідження впливу маси дебалансу M_D на характеристики вібрацій, значення маси дебалансу мінялося в діапазоні 5–10 кг (рис. 5 *a, б*). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна значення віброприскорень центру мас короба.

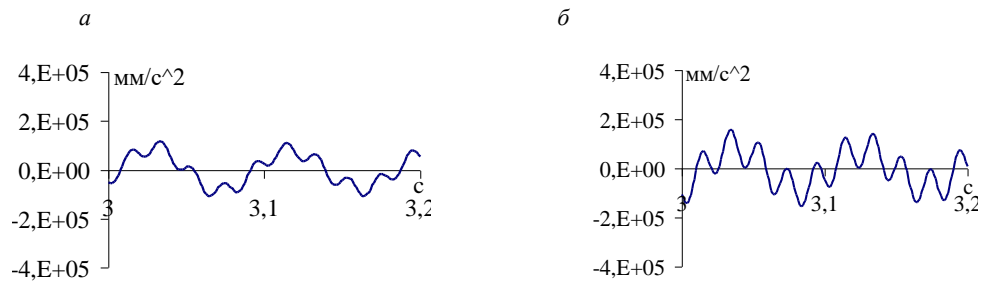


Рис.5. Вплив маси дебалансу на діаграму віброприскорень короба: *a* – $M_D=5$ кг; *б* – $M_D=10$ кг

Установлено, що зі збільшенням мас дебалансів на корпусі автобалансиру прямопропорційно призводить до зростання амплітуди швидких коливань короба. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на самоочищення короба й зміну через вібрації механічних властивостей оброблюваного матеріалу.

Для дослідження впливу частоти обертання валу ω на характеристики вібрацій, значення частоти обертання валу мінялося в діапазоні 1500–3000 об/хв (рис. 6 *a, б*). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна значення віброприскорень центру мас короба.

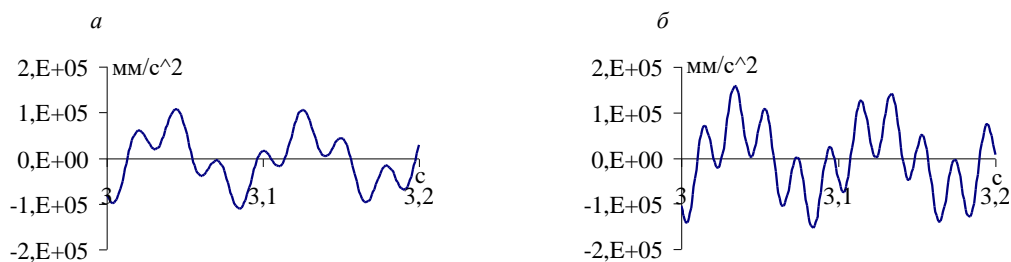


Рис.6. Вплив частоти обертання валу на діаграму віброприскорень короба: *a* – $\omega=1500$ об/хв; *б* – $\omega=3000$ об/хв

Установлено, що збільшення частоти обертання ротора прямопропорційно збільшує значення швидких коливань короба. Це за квадратичним законом збільшує енергію коливань, яка спрямована на самоочищення короба й зміну через вібрації механічних властивостей оброблюваного матеріалу.

Подальші дослідження були спрямовані на визначення параметрів, що впливають на значення амплітуди повільних коливань. Установлено, що збільшення коефіцієнта h сил в'язкого опору руху КВ приводить до деякого збільшення амплітуди.

Збільшення r радіуса обертання КВ прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань короба.

У той же час збільшення коефіцієнта сил в'язкого опору опор В приводить до зменшення амплітуди.

Оскільки двочастотні вібрації мають дві складові, які виникають відповідно від дисбалансу на корпусі АБ і від КВ, було вирішено досліджувати кожен складову окремо.

Для цього було проведено моделювання роботи грохоту у двох режимах: робота без КВ та робота без дисбалансу на корпусі АБ.

Після чого отримані дані були оброблені в системі комп'ютерної алгебри Mathcad і була побудована сумарна діаграма віброприскорень. Порівняння побудованої діаграми з діаграмою, отриманою в САПР Solidworks (рис. 7), показує, що вони майже ідентичні. На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна – значення віброприскорень центру мас короба.

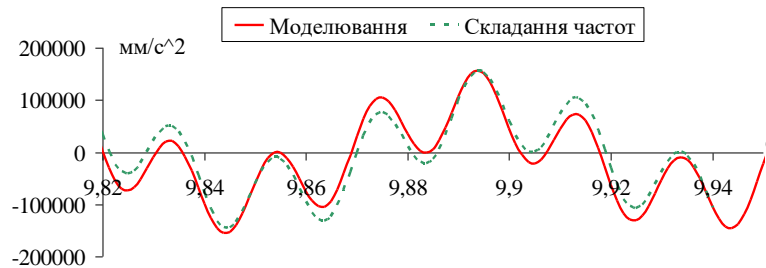


Рис. 7. Діаграми віброприскорень центру мас короба, отримані додаванням одночастотних складових і 3D моделюванням

Це підтвердило гіпотезу, що АБ працює як два окремі незалежні віброзбудники. Перший віброзбудник утворюють КВ і він збуджує повільні коливання короба із власною резонансною частотою, а другий віброзбудник утворює дебалансна маса на корпусі АБ і він збуджує швидкі коливання короба із частотою обертання ротора.

Тестування 3D моделі грохоту ГЛ 52 повністю підтвердило працездатність АБ у якості збудника двочастотних вібрацій.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Установлений вплив параметрів модернізованої машини на двочастотні вібрації. Так, збільшення твердості опор С веде до збільшення частоти власних коливань центру мас короба. Збільшення коефіцієнта сил грузлого опору опор В зменшує амплітуду повільних вібрацій короба. Збільшення маси короба приводить до того, що нижча частота коливань короба зменшується, однак при цьому КВ автоматично підлаштовуються під зміну маси короба.

Збільшення маси КВ прямопропорційно призводить до збільшення амплітуди повільних коливань короба. Це прямопропорційно збільшує енергію, що спрямована на виконання основного техпроцесу (сепарації, класифікації, просівання й т.п.).

Збільшення маси дебалансу на корпусі АБ прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань короба.

Моделювання показало, що АБ працює як два окремі віброзбудники. У першому КВ практично рівномірно обертаються з резонансною частотою коливань решета, причому незалежно від завантаження вантажі автоматично підбудовуються під цю частоту і сприяють збудженню повільних (основних) коливань короба (16 Гц) з великою амплітудою; у другому – дебаланс на корпусі автобалансира створює швидкі коливання короба з (кжною) поточною зарезонансною частотою обертання ротора.

Методика 3D моделювання, реалізована для грохоту ГЛ 52, може бути використана й для інших вібраційних машин.

Надалі планується: проведення натурних експериментів на стенді, для зіставлення з результатами чисельного експерименту; побудова й аналіз механіко-математичної моделі грохоту із двочастотним збудником вібрацій у вигляді пасивного АБ.

Список літератури

1. Благов, И. С. Справочник по обогащению углей [Текст] / ред.: И. С. Благов, А. М. Коткин, Л. С. Зарубин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1984 г. – 614 с.

2. Ланець, О. С. Модернізація одно— та двомасових резонансних вібраційних машин з інерційним приводом [Текст] / О. С. Ланець, В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. — 2011. — № 4 (64). — С. 39-43.
3. Гурський, В. М. Аналіз електромеханічних характеристик резонансних вібраційних систем [Текст] / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. — 2011. — Вип. 45. — С. 192–198.
4. Шевченко, Г. А. Поличастотные грохоты для разделения тонких сыпучих материалов [Текст] / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.Р. Кадыров // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб., 2009. — Вип. 36 (77) – 38 (79).
5. Артюнин, А. И. Исследование автоматической балансировки ротора в форме цилиндра, жестко установленного в корпусе на упругих опорах [Текст] / А.И. Артюнин, О.Ю. Суменков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование, no. 4 (64), 2019, с. 13-19.
6. Somerfeld A. Beitrage zum dynamischen Ausbay der Festigkeslehre [Text] //Zeitschrift des Verins Deutscher Ingenieure, 1904. Bd. 48(18). P. 631–636.
7. Пирогов В.В. Особливості зрівноваження маятниками обертового несучого тіла в ізольованій системі: автореф. дис. ... канд. фіз.-мат. наук: 01.02.01 / В.В. Пирогов; НАН України, Ін-т механіки ім. С.П. Тимошенка — К., 2014. — 20 с.
8. Філімоніхін, Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами [Текст] / Г. Б. Філімоніхін. Монографія. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
9. Lu, Chung-Jen & Wang, Ming-Cheng & Huang, Shih-Hsuan. (2009). Analytical study of the stability of a two-ball automatic balancer. Mechanical Systems and Signal Processing. 23. 884-896. 10.1016/j.ymsp.2008.06.008.
10. Артюнин, А.И. Об особом режиме движения жесткого ротора с упругими опорами и маятниковыми автобалансирами [Текст] / А.И. Артюнин, Г.Г. Алхунсаев // Известия выс. уч. завед. 2005. № 10. С. 8-14.
11. Artyunin, A.I., Barsukov, S.V., Sumenkov, O.Y. Peculiarities of Motion of Pendulum on Mechanical System Engine Rotating Shaft. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020. P. 649–657. doi: https://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_70
12. Neyman L. A., Neyman V. Y. Dynamic model of a vibratory electromechanical system with spring linkage, 2016 11th International Forum on Strategic Technology (IFOST), Novosibirsk, 2016. P. 23–27, doi: <https://doi.org/10.1109/IFOST.2016.7884234>
13. Artyunin, A.I., Eliseyev, S.V. Effect of "crawling" and peculiarities of motion of a rotor with pendular self-balancers. Applied Mechanics and Materials, 2013. N 373-375, P. 38–42. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.373-375.38>
14. Inoue, T., Ishida, Y., and Niimi, H. "Vibration Analysis of a Self-Excited Vibration in a Rotor System Caused by a Ball Balancer." ASME. J. Vib. Acoust., 2012. Vol. 134, Issue 2: 021006. <https://doi.org/10.1115/1.4005141>
15. Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій [Текст] : пат. на корисну модель № 92337 У Україна, F04D 29/66. Г. Б. Філімоніхін, В. В. Яцун (Україна); КНТУ. Заявл. 18.03.2014; Опубл. 11.08.2014, Бюл.№15

Рукопис подано до редакції 05.11.2021

УДК 004.896

О.М. СІНЧУК, д-р техн. наук, проф., Т.М. БЕРІДЗЕ, д-р економ. наук, доц.,
І.О. СІНЧУК, Ю.Б. ФІЛІПП, кандидати техн. наук, доценти
Криворізький національний університет

ЗАСАДНИЧІ ІМПЕРАТИВИ СУТНОСТІ АНАЛІЗУ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ВИДОБУТКУ ЗАЛІЗОРУДНОЇ СИРОВИНИ НА ПІДЗЕМНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ КРИВБАСУ

Мета. Мета статті є визначення найбільш енергоємних складових виробничого потенціалу підземних підприємств залізорудної галузі Криворізького регіону. Дослідження взаємодії та проведення порівняльного аналізу виділених складових елементів.

Методи дослідження. Для дослідження поставленого завдання застосована методологія системного підходу та методи системного аналізу задля виділення енергоємних елементів складної виробничої системи. Проведено порівняльний аналіз на засадах методології багатofакторного регресійного аналізу.

Наукова новизна. Виділено найбільш енергоємні складові на підземних підприємствах залізорудної промисловості, відповідно до концептуальних положень щодо управлінських процесів споживання електроенергії на підприємствах залізорудної промисловості. Доведено, що такими енергоємними елементами для залізорудних підприємств Кривбасу є скіпові підйомні установки, дробильно-сортувальна фабрика, водовідливні установки, вентиляційні установки. Показана взаємодія виділених системних елементів виробничої системи залізорудного підприємства.

Практична значимість. Побудовані регресійні моделі дозволили більш детально дослідити енергоємні складові щодо залізорудних підприємств. Проведений порівняльний аналіз дозволив окреслити проблемні питання щодо практичного застосування результатів моделювання для ш. «Гвардійська». З'ясовано, що специфічні технологічні процеси, які відбуваються на ш. «Гвардійська» потребують перевірки складових факторів впливу. Загалом, для пі-