

УДК 621.01:621-868

О. Ланець

Доцент, канд. техн. наук

О. Серкіз

Доцент, канд. техн. наук

Національний університет
„Львівська політехніка”,
м. Львів

ВІБРАЦІЙНА ЕЛЕКТРОМАГНІТНА УСТАНОВКА РІЗАННЯ БРУСА ЦЕГЛИ-СИРЦЯ

Викладено принципи створення вібраційної електромагнітної установки для різання бруса цегли-сирця. Новизною цієї конструкції є використання вібраційної головки як багатомасової механічної коливальної системи.

міжрезонансна вібраційна машина, тримасова механічна коливальна система

Вступ. Технологічне обладнання на базі віброприводу з кожним роком набуває все більшого поширення практично у всіх галузях промисловості.

Надзвичайно ефективно вібротехнології використовуються в будівельній промисловості: підготовка ґрунтів під шосейні, аеродромні та залізничні покриття шляхом вібротрамбування верхніх шарів ґрунту, піску чи щебеню, які, сприймаючи знакозмінні навантаження, ущільнюються. Саме цей спосіб ефективно упереджує ймовірне подальше осідання покриттів; виробництво бруківки, тротуарної плитки, залізобетонних плит перекриття; ущільнення фундаментів, закладання свай та прокладання тунелів різного магістрального призначення також супроводжується використанням віброуючого інструмента, який дозволяє значно ефективніше реалізовувати процеси ущільнення чи механічного його входження (занурення) в ґрунт чи іншу породу.

Наведені приклади робіт у будівельній промисловості засвідчують єдине: вібротехнології в першу чергу сприяють підвищенню продуктивності та якості продукції. Тому саме їх перспективно брати за основу для розв'язування багатьох інженерних задач.

Постановка проблеми. За існуючою технологією випуску цегли одним з найважливіших переходів, що безпосередньо впливає на якість кінцевого продукту, є різання сформованої глиняної маси після преса-екструдера на окремі бруси та цеглини. Переважно для

таких операцій використовують натягнуту на рамку струну, котра має відносно бруса лише один відносний рух, і під дією механічного приводу доволі легко входить у в'язкий матеріал, реалізуючи тим самим процес різання. Проблема полягає в тому, що суміш глини містить домішки, серед яких може бути подрібнена цегла. Під час операції розрізання струною на бруси та окремі цеглини виникають пошкодження лицевої сторони, які проявляються в порушенні геометрії форми – наявність наскрізних рваних слідів (подряпин, задирок) від затягнутих струною вкраплень (сколів) цегли тощо.

Огляд літературних джерел. Перспективним на погляд авторів, що дозволило б уникнути згаданого вище недоліку, є використання вібраційних установок для приведення в рух струни вздовж своєї осі, оскільки в цьому випадку всі наявні тверді вclusions, що знаходяться в масі сформованої глини, не захоплювалися б струною і не робили б порізів на поверхні цегли вздовж траєкторії руху струни. Однак проводячи огляд аналогічного вібраційних обладнання, пристроїв, які б реалізовували такий відносний рух струни, не було виявлено [1].

Постановка задачі. У цій статті автори розкривають етапи та окреслюють проблеми, що виникали під час створення вібраційної електромагнітної установки для різання бруса цегли-сирця. Новизною такої конструкції є використання ефекту «нульової жорсткості» [2] у

багатомасовій механічній коливальній системі вібраційної головки.

Виклад матеріалу. У якості рішення для покращання якості поперечного зрізу бруса було запропоновано вібраційну установку для різання цегли-сирця, що складається зі стійки 1, каретки 2 та вібраційної головки 3 (рис. 1,а).

Каретка 2, до якої через кронштейн 5 та віброізолятори 1 (рис. 1,б) кріпиться головка, здійснює зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку по двох циліндричних направляючих 7 за допомогою пневмоциліндрів (на рисунку їх не зображено). Для максимально можливого зменшення вібрацій, що передаються від вібраційної головки на стійку, крім плоских склотекстолітових віброізоляторів 4, використано гумові коліщата 6. Сама стійка разом з кареткою та вібраційною головкою також за допомогою пневмоциліндрів періодично здійснює технологічні рухи вздовж руху бруса цегли-сирця. Вібраційний рух струни 1, що натягнута в струнотримачах 2 (рис. 2), здійснює вібраційна головка, яка складається з трьох основних модулів (коливальних мас): проміжної (рис. 3,а) (вона ж виконує роль робочої), активної маси (рис. 3,б) та реактивної (рис. 3,в).

Активна та проміжна коливальні маси, позначимо їх відповідно як m_a та m_n , між собою з'єднані резонансною пружною системою зі склотекстолітових плоских пружних елементів 1 сумарною жорсткістю c_1 . Реактивна коливальна маса, позначимо її як m_p , кріпиться до проміжної за допомогою пружної системи з гумових вставок 2, сумарна жорсткість яких c_2 на два порядки менша порівняно з жорсткістю пружної системи 1. За рахунок цього і реалізується ефект «нульової

жорсткості». До реактивної маси кріпляться якори 4, а до проміжної 3 – осердя з котушками двох електромагнітних віброзбудників, увімкнених за двотактною схемою. Для резонансного підналагодження системи передбачені плиточки 5 і 6.

Інерційний параметр активної коливальної маси підібраний з умови $m_a = (0.3...0.5)m_n$, а реактивної – згідно з [2]:

$$m_p = \frac{m_n(1-z^2)(m_a+m_n)}{z^2(m_a+m_n)-m_n} \quad (1)$$

Сумарна жорсткість пружних елементів 1 визначається так [3]:

$$c_1 = \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 M, \quad (2)$$

де $M = m_a m_n / (m_a + m_n)$ – зведена маса; ω , z – відповідно колова частота вимушених коливань та резонансне налагодження механічної системи вібраційної головки. Сумарну жорсткість пружних елементів 2 прийнято такою [2]:

$$c_2 = 0. \quad (3)$$

Принцип роботи вібраційної головки наступний. Гармонійне збудувальне зусилля $p(t)$ від електромагнітних віброзбудників передається на реактивну та проміжну коливальні маси. Активна коливальна маса, кінематично збуджуючись від проміжної через пружну систему 1, входить у резонанс з проміжною масою. При цьому рух активної маси відбувається у протифазі до робочої маси,

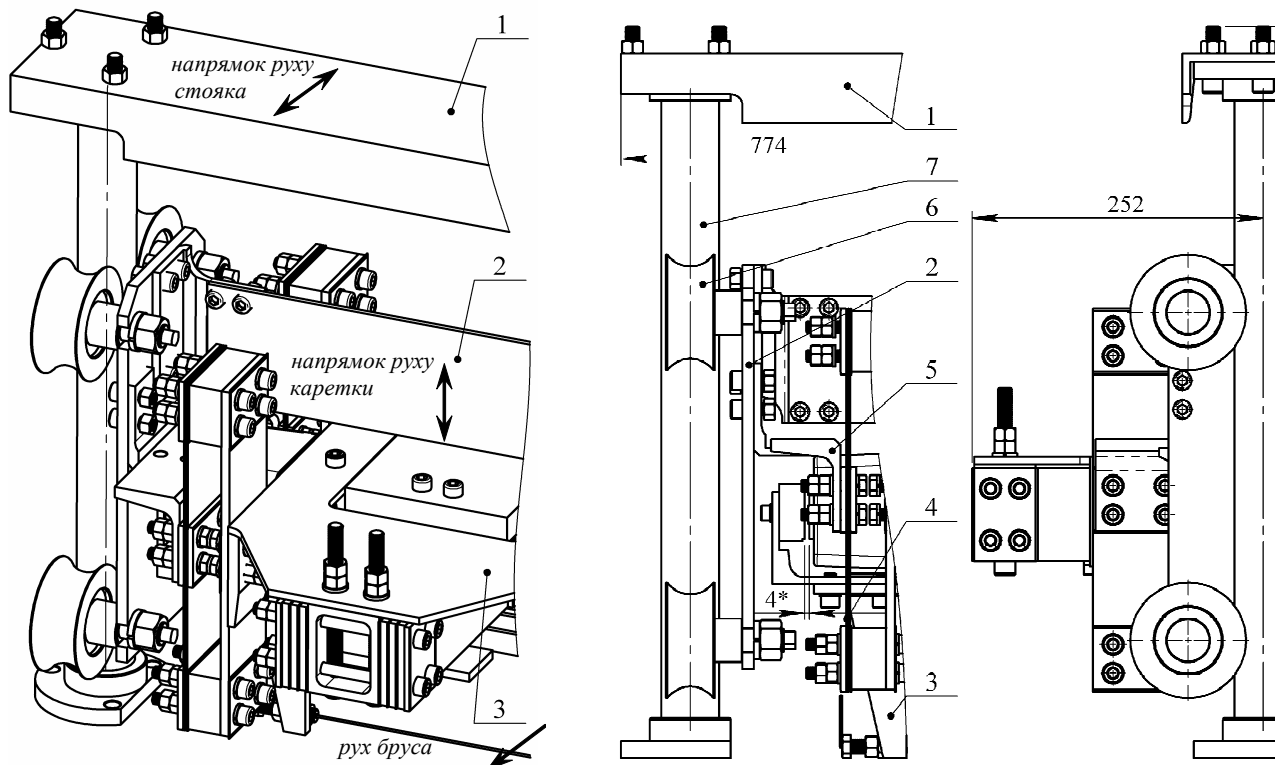


Рис. 1. Просторовий (а) та проєкційні (б) вигляди вібраційної установки різання цегли

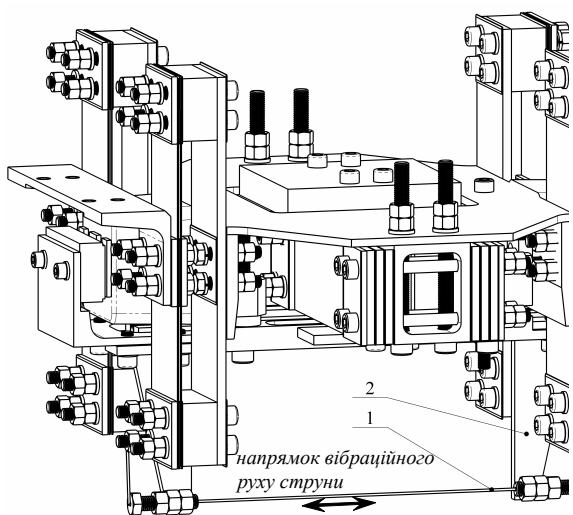


Рис. 2. Просторовий вигляд твердотільної моделі вібраційної головки: 1 – струна, 2 – струнотримач

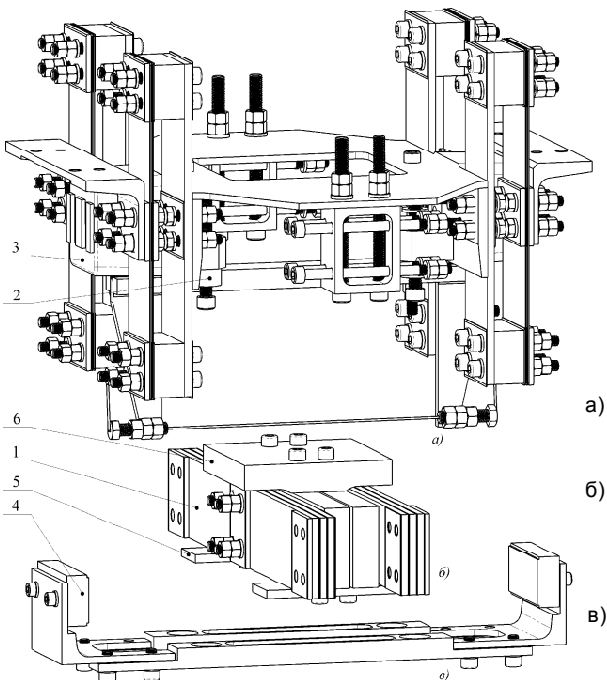
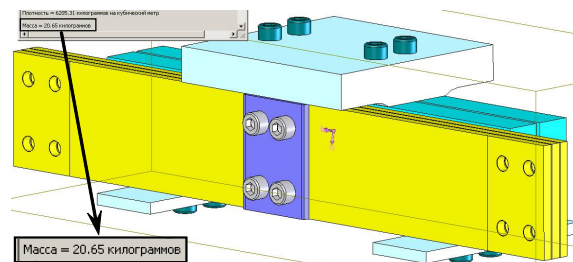


Рис. 3. Вигляд з рознесеними модулями твердотільної моделі вібраційної головки: а, б, в – відповідно проміжна, активна та реактивна коливальні маси

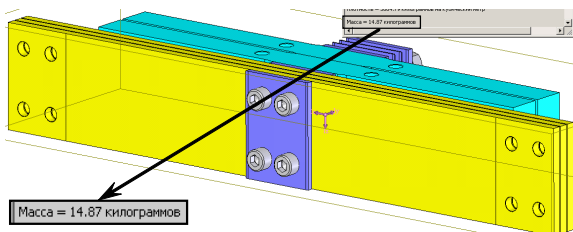
а реактивна маса, навпаки, рухається синфазно. Проміжна та активна коливальні маси, утворюючи двомасову механічну коливальну систему з певним резонансним налагодженням z і задають власну частоту коливань $\omega_0 = \omega / z$.

Маючи в наявності просторову модель тримасової вібраційної головки, легко провести відповідне моделювання її роботи, перевірку на жорсткість та міцність окремих вузлів. Перш за все визначимо інерційні параметри коливальних мас.

Активна коливальна маса разом з налагоджувальними пластинами 5 та 6 (рис. 3,б), кріпленням, прокладками,

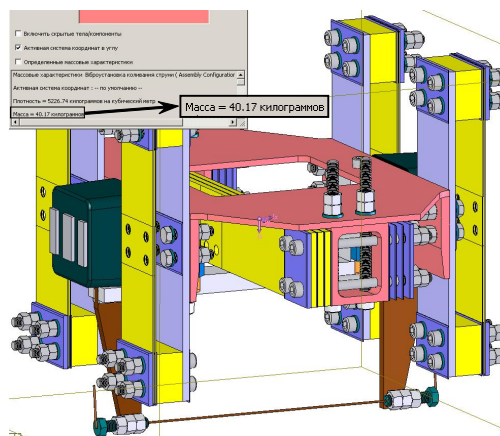


а)

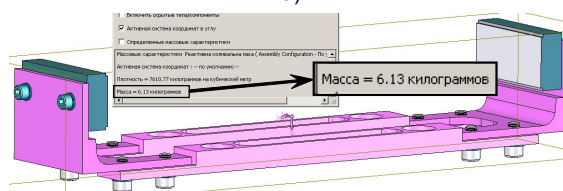


б)

Рис. 4. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок інерційних параметрів деталей активної коливальної маси з підналагоджувальними пластинами (а) та без них (б)



а)



б)

Рис. 5. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок інерційних параметрів проміжної маси (а) та деталей реактивної маси (б)

частиною пружних елементів, які своєю інертністю додають маси, становить $m_a = 20.65$ кг (рис. 4,а). Її маса без налагоджувальних пластин $m_1 = 14.87$ кг (рис. 4,б). Така можливість зміни інерційних параметрів активної коливальної маси дозволяє підналагоджувати частоту власних коливань механічної системи вібраційної головки. В свою чергу маса робочого органа (проміжної коливальної маси) становить $m_n = 40.17$ кг (рис. 5,а), а реактивна маса – $m_p = 6.13$ кг (рис. 5,б). Зважаючи на

те, що активна коливальна маса може змінювати свої інерційні параметри в межах $m_a = 14.87 \dots 20.65$ кг, згідно з формулою (1) значення реактивної маси повинно знаходитися в межах $m_p = 6.9 \dots 5.26$ кг. За цієї умови буде присутній синфазний рух між реактивною та проміжною коливальними масами.

Проведемо перевірку жорсткості пружного елемента. Взявши випадок, коли маса резонатора $m_p = 14.87$ кг, потрібна жорсткість пружної системи згідно з (2) $c_1 = 1.115 \cdot 10^6$ Н/м. Моделювання здійснюватимемо методом скінченних елементів. Приймаємо пружний елемент з такими параметрами: $l_c = 0.17$ м – довжина однієї з двох робочих ділянок пружного елемента; $h = 0.08$ м – ширина пружного елемента. У якості матеріалу вибираємо конструкційний склотекстоліт ГОСТ 10292-74. Хоч недоліком такого матеріалу є відносно низькі механічні властивості: модуль пружності першого роду $E_{min} = 1.7 \cdot 10^{10}$ МПа, другого – $G_{min} = 2.6 \cdot 10^9$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\sigma_{min} = 0.1$, його позитивними сторонами є низька густина $\rho_{max} = 1900$ кг/м³ та здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Розбивши 3D модель пружного елемента на скінченні елементи, за умови жорстко зашкелених кінців, навантажуюмо його по середині тестовим зусиллям $P = 100$ Н (рис. 6). Прогин при цьому становитиме $\varpi = 4.981 \cdot 10^{-4}$ м, а отже, жорсткість усієї пружної системи з шести пружних елементів:

$$c_1 = \frac{100 \cdot 6}{4.981 \cdot 10^{-4}} \cdot 1.2 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Порівнюючи з результатом, отриманим згідно з (2), констатуємо, що пружна система є придатною.

Такого ж результату можна досягнути, користуючись аналітичною формулою [3]

$$b = l_c \sqrt[3]{\frac{c_1}{Ehik}},$$

де c_1 – жорсткість пружної системи, що знайдена вище з (2); $k = 0.8$ – коефіцієнт зашкелення; $i = 12$ – кількість робочих ділянок пружного елемента; $E = 2.1 \cdot 10^{10}$ МПа – значення модуля пружності вздовж основи.

Розглянемо розрахунок на міцність. Враховуючи, що маса робочого органа $m_n = 40.17$ кг, а активна має масу $m_a = 14.87$ кг, співвідношення амплітуд становить 2.7 рази. Відносна амплітуда коливань визначається як $A_{eid} = A \cdot (1 + 2.7)$, де A – амплітуда коливань робочого органа (струни). Згідно з технічними умовами $A = 0.5$ мм, тоді $A_{eid} = 1.87$ мм. У твердотільній моделі пружного

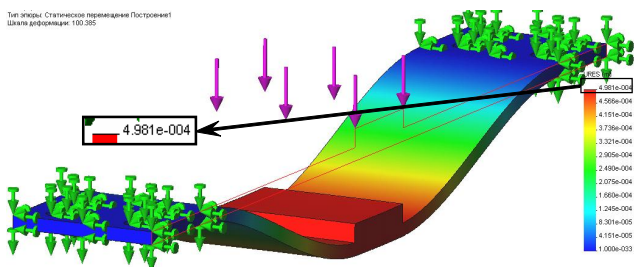


Рис. 6. Результат розрахунку досліджуваного пружного елемента на жорсткість

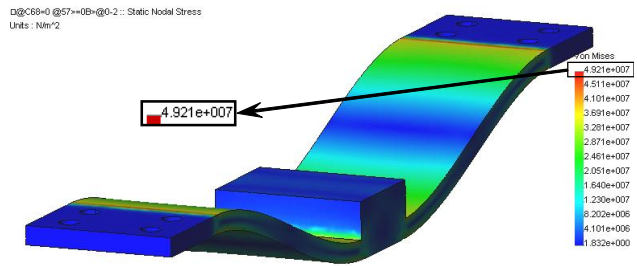


Рис. 7. Картина розподілу напружень під час розрахунку пружного елемента на міцність

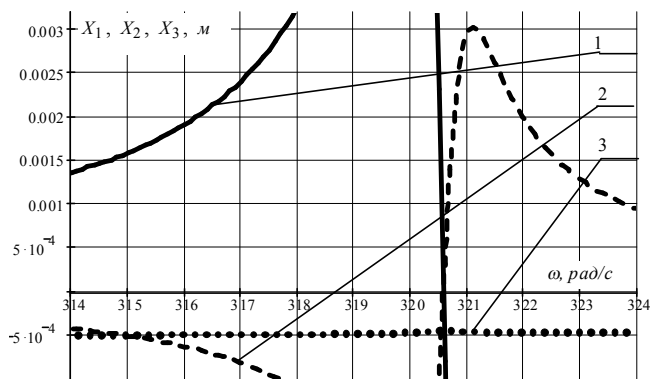


Рис. 8. АЧХ тримасової вібраційної головки: 1, 2, 3 – амплітудні значення відповідно активної, проміжної (робочої) та реактивної коливальних мас

стрижня, де жорстко зашкелюються його кінці, середній ділянці надається зміщення $A_{eid} = \varpi = 2$ мм (рис. 7).

Враховуючи, що $[\sigma_{-1}] = 60$ МПа, отримане напруження $\sigma_{max} = 49$ МПа, вказує на запас за міцністю. Згідно з аналітичними розрахунками, визначаємо напружень у пружному елементі, користуючись формулою [3],

$$\sigma_{max} = \frac{3EbA_{eid}}{l_c^2},$$

максимальне значення напруження в пружному елементі $\sigma_{max} = 30.5$ МПа. Цей результат істотно відрізняється від розрахунку числовим методом, що свідчить про неврахування деяких контактних умов.

Проаналізуємо АЧХ системи (рис. 8), для побудови якої було використано додаткові параметри.

Максимальне зусилля, що розвиває електромагнітний віброзбудник, згідно з паспортними даними, $P_{el} = 300$ Н. Коефіцієнти в'язкого опору в пружних елементах $\mu = 10$ кг/с та на ділянці протидії руху струни у в'язкому середовищі $\mu_c = 100$ кг/с. Підставляючи ці та попередньо визначені параметри в математичну модель тримасової механічної коливальної системи [4], бачимо, що вібраційна головка дієздатна. Амплітуди коливань мас знаходяться у запланованих межах. Крім цього, спостерігається синфазний рух проміжної та реактивної коливальних мас на частоті збудження $\omega = 314$ рад/с.

На основі проведеного дослідження було виготовлено експериментальний зразок вібраційної головки (рис. 9),

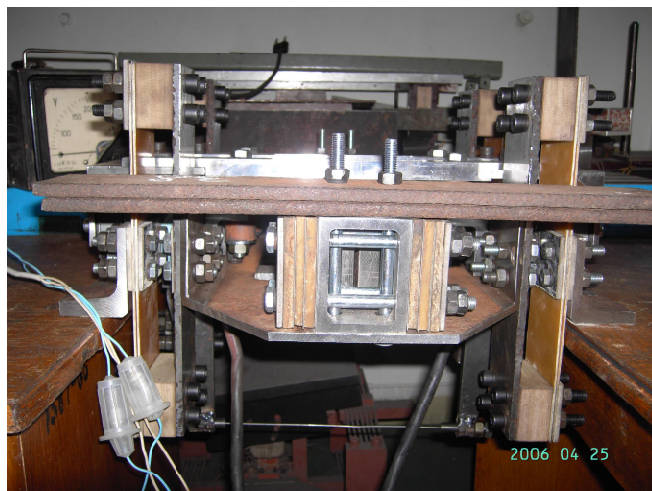


Рис. 9. Експериментальний зразок вібраційної головки різання бруса цегли-сирця

який успішно пройшов випробовування, забезпечивши потрібні технічні характеристики.

Висновки. Наведений вище приклад ще раз довів реальність створення віброобладнання на основі синфазних коливань. Зняті технічні характеристики з такого обладнання підтверджують ефективність застосування запропонованих методів у проектуванні багатомасового обладнання.

Література

1. Назаренко І. І., Туманська О. В. *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструювання та основи експлуатації*. Підр. – К.: Вища шк., 2004. – 590 с.

2. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас / / Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб.

– Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76-82.

3. *Повідайло В. О.* Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004.

4. Ланець О. С. Теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас з врахуванням жорсткості віброізоляторів // *Машинознавство*. – 2005. – №9. – С. 19-26.

Отримана 24.07.10

O. Lanets, O. Serkiz

The practice of creation of the vibratory electromagnetic setting for cutting of the squared beam of brick-raw

National University "Lvivska Politechnika", Lviv

In the article principles of creation of the vibratory electromagnetic setting for cutting of the squared beam of brick-raw are laid out. The novelty of this construction is the use of the effect of one «zero inflexibility» in the multimass mechanical oscillating systems of the vibratory head.

Інформація

12th European Mechanics of Materials Conference - ICMM2

31 August 2011 — 2 September 2011

Paris, France

Contact: Chairpersons:

Prof. Jacques BESSON

Centre des Matériaux Mines Paris, Paristech

CNRS UMR 7633

BP 87

F-91003 Evry Cedex, France

Tel: +33 1 60 76 30 37

Fax: +33 1 60 76 31 50

Email: jacques.besson@mines-paristech.fr