

ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С УЧЁТОМ РАЗВИВАЮЩЕЙСЯ В УПРУГИХ ЗВЕНЬЯХ ПОВРЕЖДЁННОСТИ¹

¹Кобец А.С., ²Дырда В.И., ¹Сокол С.П., ²Черний А.А., ¹Овчаренко Ю.Н.

¹Днепровский аграрно-экономический университет, ²Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины

ДИНАМІКА ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ ПОШКОДЖЕНОСТІ ЩО РОЗВИВАЄТЬСЯ В ПРУЖНИХ ЛАНКАХ

¹Кобець А.С., ²Дирда В.І., ¹Сокол С.П., ²Черній О.А., ¹Овчаренко Ю.М.

¹Діпрровський аграрно-економічний університет, ²Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України

STUDYING OF VIBRATION MACHINE DYNAMICS WITH TAKING INTO ACCOUNT DAMAGES IN THE ELASTIC LINKAGES

¹Kobets A.S., ²Dyrda V.I., ¹Sokol S.P., ²Cherniy A.A., ¹Ovcharenko Yu.N.

¹Dnipro State Agrarian and Economic University, ²Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine

Аннотация. Современные технологии переработки сыпучих, токсичных, абразивных, склонных к налипанию материалов поставили перед вибротехникой горного производства ряд требований, среди которых наиболее важными являются: машины наряду с выполнением технологических процессов должны обладать малым весом, высокой надёжностью и долговечностью; должны позволять осуществлять автоматизацию и не требовать постоянного присутствия людей; должны быть удобны в обслуживании, не передавать вибраций и шума, не создавать условий для травматизма оператора, не загрязнять окружающую среду и т.д. Такие требования заставили конструкторов обратить серьёзное внимание на принципы конструирования и расчёта и прежде всего на долговечность вибромашин и осуществлять их проектирование с учётом динамических и усталостных характеристик. Рассматривается один из важных аспектов этой проблемы – создание новых и совершенствование известных конструкций машин за счёт введения в структурную схему упругих звеньев типа резиновых элементов, виброизоляторов и защитных футеровок. Упругие звенья в вибромашинах играют весьма важную роль, сводящуюся в основном к следующему: выполняют функциональные свойства и определяют режим работы; уменьшают вредные колебания и звуковое давление; защищают человека-оператора, электрооборудование, приборы управления и прилегающие машины, элементы зданий и т.д. от динамических нагрузок и звукового давления; служат для предотвращения усталостного разрушения конструкций за счёт диссипирования энергии разрушения; уменьшают износ и ударные нагрузки, например, в машинах, рабочие органы которых имеют резиновые покрытия; уменьшают перекосы конструкций, неточности монтажа, служат компенсаторами недостатков сборки, устраняют зазоры и т.д.

В работе акцентируется внимание на следующем: тенденциях развития вибромашин в соответствии с требованиями современного производства (интенсификация режимов за счёт уменьшения частоты и увеличения амплитуды колебаний, создание высокопроизводительных машин и т.д.); совершенствах вибромашин по их основным динамическим свойствам (стабильность, усилие и уравнированность); специфике производства (повышенные требования к долговечности и надёжности, уменьшению веса, звукового давления, вибраций, отсутствию внезапности отказа и т.д.) – неизбежно приходим к выводу, что наиболее полно предъявляемые к вибромашинам требования удовлетворяются при использовании резиновых элементов в качестве упругих звеньев, виброизоляторов и защитных футеровок.

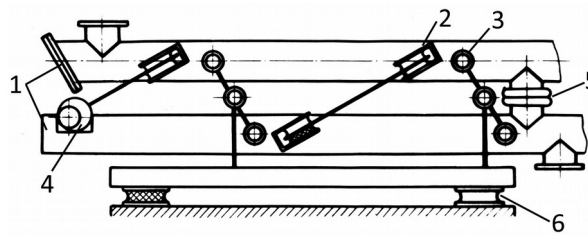
Рассматриваются вибрационные конвейеры типа KB2T, которые отличаются простотой конструкции, малой удельной материалоемкостью и высокой степенью надёжности. Излагается обобщённый алгоритм расчёта динамических характеристик с учётом развивающейся во времени в упругих звеньях повреждённости. Приводится пример расчёта вибрационного конвейера.

Ключевые слова: двухмассный резонансный виброконвейер, резиновые упругие связи, герметизатор, поврежденность.

Введение. Двухмассный резонансный конвейер типа KB2T (конвейер вибрационный двухтрубный) состоящий из двух транспортирующих труб 1

(рис. 1), связанных между собой резиновыми элементами 2 типа «сэндвич».

Трубы посредством резинометаллических шарниров 2, установленных в опорных узлах, соединяются с рамой конвейера. К нижней трубе присоединён эксцентриковый привод 3, 4 с упругим шатуном. Для герметичного транспортирования различных материалов в местах загрузки и выгрузки установлены специальные резиновые герметизаторы 5. Конвейер установлен на виброизоляторах 6.



Конвейеры КВ2Т обладают малой энергоёмкостью. Это достигается двумя путями: использованием резонансного режима колебаний и применением упругой подвески в виде резинометаллических звеньев (блоков и шарниров) и эксцентрикового привода с упругим шатуном.

Конвейеры КВ2Т долговечны и надёжны. Долговечность конвейеров с металлическими плоскими рессорами при амплитуде вибрации до 4 мм и частотах 10-12 Гц превышает 15 лет. Требования современных технологий заставили увеличить амплитуду колебаний до 10,5 мм. Реализация такого режима вибрации стала возможной лишь при замене рессор и пружин на блоки типа БРМ из резины 51-1562. Эта резина выпускается по технологическому регламенту ТР51-300130 и отличается высокой долговечностью при экстремальных циклических нагрузках и незначительным старением. Ресурс наработки на отказ блоков БРМ из резины 51-1562 превышает 80 тыс. часов при параметрах вибрации: амплитуда 10,5 мм, частота 11,2 Гц. Увеличение динамической жёсткости блоков за это время составляет 12-15 % по сравнению с исходным состоянием. Блоки устойчиво работают при высоких и низких температурах (-45÷50 °С), а также при воздействии агрессивной среды в виде частиц высоких энергий.

Особенно эффективно использование блоков БРМ в случае работы конвейеров при действии агрессивной внешней среды, когда долговечность металлических упругих элементов резко снижается. Вместе с тем при анализе эффективности применения блоков в виброконвейерах следует учитывать и ряд отрицательных факторов. Во-первых, жёсткость резины изменяется в процессе эксплуатации и через определённое время необходима поднастройка виброконвейеров в резонансный режим работы. Во-вторых, через 5-6 лет эксплуатации блоки, во избежание их выхода из строя (в основном такая операция характерна для машин специального назначения), подлежат замене независимо от их внешнего состояния.

Применение вибрационных конвейеров типа КВ2Т в свою очередь позволило создать новые прогрессивные технологии герметичного транспортирования мелкодисперсных, токсичных и абразивных материалов, а также позволило интенсифицировать ряд технологических процессов, таких как: сушка, охлаждение, смешивание и ряд других.

На сегодняшний день виброконвейеры KB2T используются в различных отраслях народного хозяйства: в металлургической, химической, аграрной, строительной и других, выполняя транспортно-технологические операции при переработке сложных удобрений и минерального сырья [2].

Расчёт конвейера KB2T с учётом развивающейся в материале упругих звеньев повреждённости. В процессе длительной эксплуатации вибромашин физико-механические свойства их упругих звеньев не остаются постоянными, а существенно изменяются вследствие поврежденности материала (от длительной циклической нагрузки или действия активной внешней среды) и это, в свою очередь, приводит к изменению механических параметров самих машин и нарушению технологического процесса.

Ниже рассматривается алгоритм, позволяющий определить механические характеристики вибромашин с учётом развивающейся в упругих звеньях поврежденности по минимуму экспериментальных данных. Используется разработанный для композитных материалов метод Валпола, с помощью которого определяются эффективные (усреднённые по некоторому объёму резинового массива) характеристики материала в зависимости от изменяющихся во времени свойств включений (т.е. повреждённостей любого характера, присутствующих в резине). Для случаев, когда мгновенный модуль G_0^* первоначально однородного материала и упругий модуль включений G_b не зависят от времени и когда в материале имеются включения лишь одной ориентации, то мгновенное значение эффективного модуля $G_{0эф}$ неоднородного материала, т.е. материала с поврежденностью, можно представить в виде

$$G_{0эф} = G_b + (1 - p)(G_0^* - G_b) / \left[I + p(G_0^{**} + G_b)^{-1} / (G_0^* - G_b)^{-1} \right]^{-1},$$

где G_b – тензор модулей упругости включений; G_0^{**} – изотропный тензор, связанный с тензором модулей G_0^* основной матрицы материала соотношением типа Валпола; p – полная концентрация включений в характерном объёме материала; I – единичный тензор.

Отсюда значение $G_{0эф}$ можно получить после экспериментального определения G_b , G_0^* и выполнения соответствующих математических операций.

Используя разработанный [1] алгоритм и феноменологическую p -модель разрушения резины при циклическом нагружении, получим соотношение для эффективного модуля рассматриваемых резин, механические свойства которых вследствие процессов структурирования существенно изменяются: модуль сдвига увеличивается, а коэффициент диссипации уменьшается. Здесь следует отметить, что в настоящей работе будет рассматриваться лишь одна макроскопическая характеристика резины – эффективный модуль сдвига.

С учётом полученной экспериментальной информации примем следующую модель усталостного разрушения резиновых элементов. Образец представляет собой совокупность материальных точек, каждая из которых наделена свойствами исходного материала. Процесс накопления и развития микроповреждений интерпретируется как образование в первоначально

однородном и изотропном материале некоторых областей типа включений (области, содержащие микрповреждения) с новыми, но одинаковыми для всех областей свойствами. При этом делается ряд предположений: резина в исходном состоянии однородна и изотропна; модуль образующихся включений в n раз больше модуля основного материала; развивающиеся включения математически характеризуются матрицей модулей упругости, аналогичной матрице модулей упругости основного материала; упругие модули материала включений не зависят от времени.

Используя эти, характерные для механики композитных сред, предположения и алгоритм расчёта [1] для резиновых элементов при деформациях сдвига, получим следующее выражение для связи между деформацией и напряжением $\tau = G_{0эф}\delta$;

$$G_{0эф} = G_{нач} \left[n + \frac{(1-n)(1-p)(n+3/2)}{(n+3/2) + p(1-n)} \right], \quad (1)$$

где $G_{нач}$ – начальное значение модуля исходного материала.

При $p = 0$, т.е. в случае отсутствия поврежденности, эффективный модуль совпадает с модулем исходного материала; при $p = 1$ эффективный модуль совпадает с модулем материала включений. Эти выводы естественны, они следуют из самой постановки задачи и свидетельствуют о правильно проведённых расчётах.

Используем полученные результаты для расчёта эффективного модуля элементов типа «сэндвич» из резины на основе СКИ-3. Начальное значение динамического модуля резины $G_{нач} = 0,75$ МПа. Относительно величины n в известной литературе никаких сведений не имеется. Поэтому используем полученные в [1] экспериментальные результаты по временному изменению модуля сдвига для деталей из исследуемой резины и примем $n = 1,2$. Рассчитанная по формуле (1) зависимость эффективного модуля от поврежденности показана на рис. 2. На этом рисунке поврежденность дана в безразмерном виде $P(t)/P_{кр}$, где $P(t)$ – текущее значение поврежденности и $P_{кр}$ – критическое значение.

Рассмотрим конкретный пример.

Пусть необходимо прогнозировать изменение амплитуды колебаний горизонтального конвейера, упругие звенья которого выполнены в виде элементов сдвига. Параметры конвейера следующие: масса колеблющихся частей $m = 720$ кг; жёсткость упругих элементов $C = 3,6$ МПа; жёсткость приводных упругих элементов $C_0^1 = 0,72$ МПа; величина эксцентриситета привода $\rho = 1,9 \cdot 10^{-2}$ м; частота колебаний $\omega = 74,5$ с⁻¹; начальное значение мгновенного модуля сдвига резины $G_0 = 0,82$ МПа, коэффициент диссипации $\psi = 0,16$.

В связи с тем, что рассматриваемая система (рис. 1) уравновешена, её поведение можно описать уравнением вида

$$\frac{1}{2} m \ddot{x} + cx = c_0 \rho \sin \omega t \quad (2)$$

где m – масса рабочего органа; c – приведённая жёсткость основных упругих связей; c_0 – жёсткость приводных упругих связей; ρ – эксцентриситет; ω – частота нагружения.

Для учёта упруго-наследственных свойств резины в уравнении (2) заменим жёсткость оператором

$$C_t = C_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)],$$

где C_0 – мгновенное значение жёсткости упругих связей; χ , β – реологические параметры резины; \mathcal{E}_α^* – оператор.

Тогда решение уравнения (2) имеет вид

$$x = a \sin(\omega t - \varphi);$$

$$a = \frac{C_0 \rho}{2 \sqrt{\left(\frac{1}{4} m^2 \omega^4 - m \omega^2 c (1 - A) + c^2 (1 - A)^2 + c^2 B^2 \right)}}.$$

Здесь: a – амплитуда колебаний; A и B – реологические характеристики резины.

Временную зависимость амплитуды колебаний конвейера представим соотношением

$$a(t) = \frac{2C_0^1(p) \rho}{\sqrt{\left(\frac{1}{4} m^2 \omega^4 - m \omega^2 c(p) (1 - A) + c^2(p) (1 - A)^2 + c^2(p) B^2 \right)}}.$$

В этом уравнении зависимости жёсткостей C и C_0^1 от поврежденности p рассчитывались как

$$C_i(p) = \frac{G_{0\text{эф}}(p) F}{h} z,$$

где F , h – площадь сдвига и высота резинового элемента соответственно; z – количество элементов.

Значения эффективного модуля определяли по зависимости $G_\varepsilon \sim p/p_{кр}$, представленной на рис. 2, где величина критической поврежденности принималась согласно полученным [1] экспериментальным данным $p_{кр} = 5,6$, а

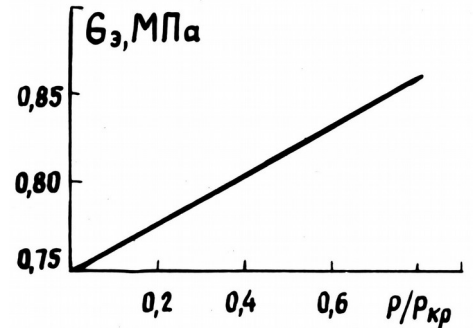


Рисунок 2 – Зависимость эффективного модуля резины от поврежденности

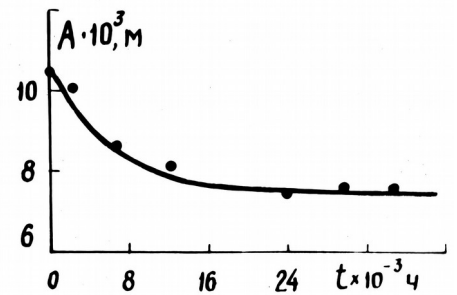


Рисунок 3 – Изменение амплитуды колебаний конвейера КВ2Т при длительной эксплуатации

кінетическа крива $p(t)$ була отримана також експериментально на модельних зразках при тривалому циклічному навантаженні.

Розрахована таким чином часовна залежність амплітуди коливань віброконвеєра показана на рис. 3 і, як видно, задовільно збігається з експериментальними даними. Це збігання свідчить про придатність запропонованого методу для розрахунку механічних характеристик вібромашин, пружні зв'язки яких змінюють свої параметри від пошкодження матеріалу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Прикладна механіка пружонаслідственних серед / А.Ф. Булат, В.І. Дырда, Е.Л. Звягильський, А.С. Кобець. – Київ: Наук. думка, 2012. – Т. 2. Методи розрахунку еластомерних деталей. – 2012. – 616 с.
1. Івович, В.А. Захист від вібрацій в машинобудуванні / В.А. Івович, В.Я. Онисенко. – М.: Машинобудування, 1990. – 272 с.

REFERENCES

2. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zviagilskii, E.L. and Kobets, A.S. (2012), *Prikladnaya mekhanika uprugonasledstvennykh sred. Tom 2. Metody rascheta elastomernykh detalei* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 2. Design techniques of elastomeric parts], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Ivovich, V.A. and Onishchenko, V.Ya. (1990), *Zashchita ot vibratsii v mashinostroenii* [Protection against vibration in mechanical engineering], Mashinostroenie, Moscow, USSR.

Об авторах

Кобець Анатолій Степанович, доктор наук по державному управлінню, професор, ректор, Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДГАЕУ), Дніпро, Україна, info@dsau.ua

Дырда Віталій Ілларионович, доктор технічних наук, професор, завідувач відділом механіки еластомерних конструкцій гірських машин, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), Дніпро, Україна, vita.igtm@gmail.com

Сокол Сергій Петрович, канд. техн. наук, старший викладач Дніпровського державного аграрно-економічного університету (ДГАЕУ), Дніпро, Україна, info@dsau.dp.ua

Черний Александр Анатольевич, аспірант, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), Дніпро, Україна, sanek20.1984@gmail.com

Овчаренко Юрій Николаевич, кандидат технічних наук, доцент кафедри надійності і ремонту машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДГАЕУ), Дніпро, Україна, info@dsau.dp.ua

About the authors

Kobets Anatoliy Stepanovich, Doctor of Public Administration, Professor, Rector, Dnipro State University of Agriculture and Economics, Dnipro, Ukraine, info@dsau.ua

Dyrda Vitaly Illarionovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Sokol Sergey Petrovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Teacher of Dnipro State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

Cherniy Alexandr Anatolyevich, Doctoral Student in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, sanek20.1984@gmail.com

Ovcharenko Yuriy Nikolayevich, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Associate Professor, Department of reliability and repair of machinery, Dnipro State Agrarian Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

Анотація. Сучасні технології переробки сипучих, токсичних, абразивних, схильних до налипання матеріалів поставили перед вібротехнікою гірничого виробництва ряд вимог, серед яких найбільш важливими є: машини поряд з виконанням технологічних процесів повинні володіти малою вагою, високою надійністю і довговічністю; повинні дозволити здійснювати автоматизацію і не вимагати постійної присутності людей; повинні бути зручні в обслуговуванні, не передавати вібрацій і шуму, не створювати умов для травматизму оператора, не забруднювати навколишнє середовище тощо. Такі вимоги змусили конструкторів звернути серйозну увагу на принципи конструювання і розрахунку і перш за все на довговічність вібромашин і здійснювати їх проектування з урахуванням динамічних і втомних характеристик. Розглядається один з важливих аспектів цієї проблеми - створення нових і вдосконалення відомих конструкцій машин за рахунок введення в структурну схему пружних ланок типу гумових елементів, віброізоляторів і захисних футеровок. Пружні ланки в вібромашинах відіграють

дуже важливу роль, яка зводиться в основному до наступного: виконують функціональні властивості і визначають режим роботи; зменшують шкідливі коливання і звуковий тиск; захищають людину-оператора, електрообладнання, прилади керування і прилеглі машини, елементи будівель і т.д. від динамічних навантажень і звукового тиску; служать для запобігання втомного руйнування конструкцій за рахунок дисипування енергії руйнування; зменшують знос і ударні навантаження, наприклад, в машинах, робочі органи яких мають гумові покриття; зменшують перекося конструкцій, неточності монтажу, служать компенсаторами недоліків збірки, усувають зазори і т.д.

У роботі акцентується увага на наступному: тенденції розвитку вібромашин відповідно до вимог сучасного виробництва (інтенсифікація режимів за рахунок зменшення частоти і збільшення амплітуди коливань, створення високопродуктивних машин тощо); удосконалення вібромашин по їх основним динамічним властивостям (стабільність, зусилля і врівноваженість); специфіку виробництва (підвищені вимоги до довговічності і надійності, зменшення ваги, звукового тиску, вібрацій, відсутності раптовості відмови і т.д.) – неминуче приходимо до висновку, що найбільш повно вимоги, що пред'являються до вібромашини, задовольняються при використанні гумових елементів в якості пружних ланок, віброізоляторів і захисних футеровок.

Розглядаються вібраційні конвеєри типу KB2T, які відрізняються простотою конструкції, малою питомою матеріаломісткістю і високим ступенем надійності. Викладається узагальнена алгоритм розрахунку динамічних характеристик з урахуванням що розвивається в часі в пружних ланках пошкодженості. Наводиться приклад розрахунку вібраційного конвеєра.

Ключові слова: двохмасний резонансний віброконвеєр, гумові пружні зв'язку, герметизатор, пошкодженість.

Abstract. Modern technologies for processing loose, toxic, abrasive materials prone to adherence set a number of requirements for the vibration technology of mining, among which the most important are: machines, along with performing technological processes, must feature low weight, high reliability and long life; should make possible to realize automation and should not require constant presence of human operators; should be easy to maintain; should not transfer vibrations and noise; should not create conditions for operator injuries; should not pollute the environment, etc. Such requirements forced designers to draw great attention on principles of design and calculation and, first of all, durability of vibration machine operation. Besides, new designs should take into account dynamic and fatigue characteristics. In the article, one of the important aspects of this problem is considered: creation of new and improvement of existing machine designs by introducing into the structural scheme elastic linkages such as rubber elements, vibration isolators and protective lining. Elastic linkages in vibromachines play a very important role, which basically reduces to the following: they perform functional properties and choose mode of operation; reduce harmful vibrations and sound pressure; protect human operators, electrical equipment, control devices and adjacent machines, building elements, etc. against dynamic loads and sound pressure; prevent fatigue destruction of structures by dissipating the energy of destruction; reduce wear and shock loads, for example, in machines, whose driven elements have rubber coatings; reduce distortions of structures, inaccuracies in installation, serve as compensators for assembly deficiencies, eliminate gaps, etc.

The article focuses on the following: trends in designing of vibromachines in accordance with the requirements of modern production (intensification of modes by reducing frequency and increasing amplitude of oscillations, creating high-performance machines, etc.); perfection of vibromachines by their basic dynamic properties (stability, effort and steadiness); (increased requirements for durability and reliability, reduction of weight, sound pressure and vibrations, excluded sudden failures, etc.) – so, we inevitably come to the conclusion that the requirements most fully put to the vibrators can be satisfied when rubber elements are used as elastic linkages, vibration isolators and protective lining.

In the article, vibration conveyors of the KB2T type are considered, which differ by simplicity of construction, low specific material consumption and high degree of reliability. A generalized algorithm is presented for calculating dynamic characteristics with taking into account damage, which develops with time in elastic linkages. An example of calculation of vibrating conveyor is given.

Keywords: two-mass resonant vibroconveyor, rubber elastic connections, sealer, damage.

Стаття постуила в редакцію 09.02.2018

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.П. Надутым