

Список літератури: 1. Свешников В. К. Где настоящее встречается с будущим. Выставка «Интердрайв-2012» [Текст] / В. К. Свешников: электронный ресурс // режим доступа: <http://www.konstruktor.net/pogrobnee-elekt/items>. 2. Башта Т. М. Гидравлический привод летательных аппаратов / Т. М. Башта – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с. 3. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 4. Абрамов Е. И. Проектирование систем управления летательных аппаратов / Е. И. Абрамов, Г. Й. Зайончковский – К.: НАУ, 2005. – 188 с. 5. Лурье З. Я. Динамические характеристики линеаризованной модели следящего рулевого привода / З. Я. Лурье, И. А. Солдатенков, И. Г. Лищенко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2008. – № 3 (21). – С. 51 – 55. 6. Raymond E. T., Chenoweth C. C. Aircraft Flight Control Actuation System Design: Published Society of Automotive Engineers Inc. – Warren dale, USA, 1993. – 242 p. 7. Андренко П. М. Проектирование гидроагрегатов обертання: монографія / П.М. Андренко, І. П. Гречка, М. С. Свиначенко. НТУ «ХП». – Х.: Видавництво «НТМТ», 2013 – 148 с. 8. Лурье З., Федоренко И. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. 10 – 25. 9. Лурье З. Я. Метод расчета гидродинамической силы на осциллирующем запорно-регулирующем элементе гидроаппарата / Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин: междунар. науч.-технич. конф., 17-19 ноябр. 2010 г.: сборник докладов / З. Я. Лурье, П. Н. Андренко – Минск, БНТУ, 2010. С. 47 – 53. 10. Korzeniewski R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym [Текст] / R. Korzeniewski, J. Pluta // International scientific-technical conference HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005. – Wrocław, 2005. – P. 283 – 292. 11. Скляревский О. М. Об'ємний гідропривід: [навч. посіб.] / О. М. Скляревский // – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.

Надійшла до редколегії 18.09.2013

УДК 665.9

Проектирование гидравлических модулей руху за їх узагальненими математичними моделями / Свиначенко М. С. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХП», – 2013. - № 56 (1029). – С.11-15. – Бібліогр.: 11 назв.

Предложена математическая модель рабочего процесса гидравлических модулей движения применение которой, позволит ускорить разработку математических моделей таких модулей. Установлена взаимосвязь между параметрами перемещения выходного звена исполнительного механизма модуля движения, перемещением запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ) гидроаппарата управления и силой управления ЗРЭ.

Ключевые слова: гидравлический модуль, математическая модель, методика проектирования, гидроцилиндр, характеристики.

A mathematical model of workflow modules hydraulic motion the use of which will accelerate the development of mathematical models of such modules. The relationship between the parameters of the output displacement of the actuator module-level movement, moving shutoff element (ZRE) decoupler control and power management ZRE.

Keywords: hydraulic module, a mathematical model, the method of design, hydraulic cylinder specifications.

УДК 621.08.45

А. П. НИКОЛАЕНКО, канд. техн. наук, доц., Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВИБРАЦИОННЫХ СТАНКОВ С U-ОБРАЗНОЙ ФОРМОЙ КОНТЕЙНЕРА

В работе представлено математическое моделирование движения U-образного контейнера вибрационного станка, с целью нахождения оптимального положения вибровозбудителя относительно контейнера и предложена усовершенствованная конструкция станка.

Ключевые слова: вибрационная обработка, циркуляционное движение, вибрационный станок, оптимальная конструкция, производительность.

© А. П. НИКОЛАЕНКО, 2013

Введение. Вибрационная обработка (ВиО), получившая широкое распространение и являющаяся перспективным методом обработки деталей, особенно сложных форм, выполняется на вибрационном оборудовании различных типов.

За время существования вибрационной обработки неоднократно проводились анализ и классификация вибрационного оборудования, с целью нахождения рациональной конструкции ВиО-станка, обеспечивающей интенсификацию процесса обработки и повышение качества обрабатываемых поверхностей. [1, 3, 4, 5, 6].

Целью работы. Целью работы является моделирование взаимосвязь между параметрами вибрационного оборудования, его конструктивными элементами и соответствующими характеристиками технологических процессов. А также разработка, на основе проведенных исследований, усовершенствованной конструкции вибрационного станка, обеспечивающей повышения производительности вибрационной обработки.

Математическое моделирование. Математическое моделирование процесса вибрационной обработки является достаточно сложной задачей. В первую очередь это связано с тем, что рабочая среда является сыпучей средой, характеристики которой значительно изменяются в зависимости не только от свойств ее элементов, но и от режимов работы и параметров конструкции вибрационного станка. Изменяются такие свойства, как способность среды передавать силовой импульс в зону обработки, транспортирование рабочей среды, появление в контейнере зон с различной интенсивностью обработки.

Моделирование движения контейнера является необходимым связующим звеном между параметрами работы и конструкции вибрационного станка и конечным результатом – энергией силового импульса, передаваемого от стенок контейнера рабочей среде и далее в зону обработки, съемом припуска или глубиной упрочнения поверхностного слоя заготовки в зависимости от поставленной цели.

Описание движения контейнера с учетом его загрузки является актуальной задачей также по причине, что лишь в этом случае, возможно производить дальнейший анализ перемещения рабочей среды.

Была разработана математическая модель [2] движения контейнера вибрационного станка, учитывающая влияние массы загрузки и изменение реологических параметров колебательной системы, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

На рис.1: C_x, C_y – коэффициент упругости подвесок; L_x, L_y – расстояния по

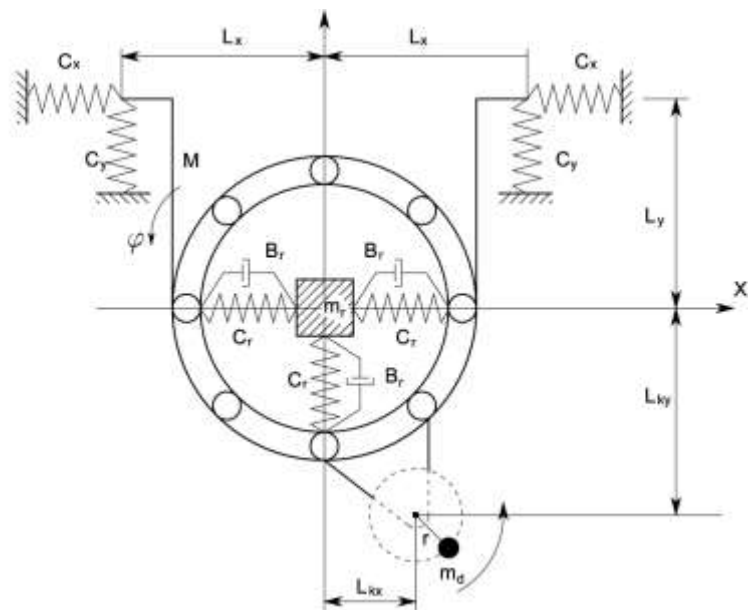


Рис. 1- Расчетная схема предлагаемой математической модели работы вибрационного станка

осям X, Y от центра масс до точек закрепления левой и правой подвесок; C_r – коэффициент упругости рабочей среды; B_r – коэффициент демпфирования рабочей среды; L_{kx}, L_{ky} – расстояния по осям X, Y от центра масс до точки приложения возмущающей силы; M – масса контейнера и присоединенной части загрузки; m_r – масса загрузки (согласно схеме расположенная в центре контейнера и перемещающаяся под воздействием слоя, соприкасающегося с его стенками); m_d – несбалансированная масса дебалансных грузов; J – момент инерции системы (совокупный контейнера и дебаланса) относительно центра масс; r – эксцентриситет массы дебаланса относительно его оси вращения; ω – угловая скорость вращения дебалансного вала вибровозбудителя; φ – угол поворота контейнера относительно центра масс системы против часовой стрелки, X, Y – координатные оси, проведенные через центр масс контейнера.

Для решения таких задач используется уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} = F_q, \quad (1)$$

где q – обобщенная координата ($q \in \{X, Y, \varphi\}$);

T – кинетическая энергия системы;

U – потенциальная энергия системы;

F_q – внешняя обобщенная сила, для рассматриваемой модели определяемая как:

$$F_q = Q_q - \frac{\partial D}{\partial \dot{q}}, \quad (2)$$

где Q_q – возмущающая сила;

D – диссипативная функция Рэлея.

Изменения угла φ принимаются достаточно малыми для соблюдения условия $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$. Плечи проекций упругих сил постоянны.

Для данного случая кинетическая энергия системы может быть выражена как:

$$T = \frac{1}{2} \left((M + m_d) \dot{x}^2 + (M + m_d) \dot{y}^2 + J \dot{\varphi}^2 + m_r \dot{x}_r^2 + m_r \dot{y}_r^2 \right). \quad (3)$$

Потенциальная энергия выражается как сумма энергий деформации упругих элементов системы по соответствующим обобщенным координатам и энергии, связанной с упругими свойствами рабочей среды:

$$U = \frac{1}{2} \left[2C_x (x - L_y \varphi)^2 + C_y (y - L_x \varphi)^2 + C_y (y + L_x \varphi)^2 + C_r (x_{cr} - x)^2 + C_r (y_{cr} - y)^2 \right] \quad (4)$$

Данная характеристика выражается функцией Рэлея:

$$D = \frac{1}{2} \int_F \dot{q}^T B \dot{q} dF, \quad (5)$$

где: \dot{q} – столбец обобщенных относительных скоростей трущихся поверхностей;

B – неотрицательная матрица коэффициентов вязкого трения, а интегрирование производится по всем трущимся поверхностям F .

Физически функция D выражает мощность диссипативных сил поверхностного трения. Для данной расчетной схемы и соответствующих обобщенных координат D запишется как:

$$D = \frac{1}{2} \left[B_r (\dot{x}_r - \dot{x})^2 + B_r (\dot{y}_r + \dot{y})^2 \right]. \quad (6)$$

Приложенная сила Q_q для соответствующих обобщенных координат определяется как:

$$\begin{aligned} Q_x &= m_d r \omega^2 \cos(\omega t); \\ Q_y &= m_d r \omega^2 \sin(\omega t); \\ Q_\varphi &= m_d r \omega^2 (L_x \sin(\omega t) - L_y \cos(\omega t)). \end{aligned} \quad (7)$$

Подставив D , T , U в уравнение (3.1) и расписав для соответствующих обобщенных координат, получим систему из пяти обыкновенных линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} (M + m_d)\ddot{x} + (2C_x + C_r)x - 2C_x L_y \varphi - C_r x_r + B_r \dot{x} - B_r \dot{x}_r = \omega^2 r \cos(\omega t) m_d; \\ (M + m_d)\ddot{y} + (2C_y + C_r)y - C_r y_r + B_r \dot{y} - B_r \dot{y}_r = \omega^2 r \sin(\omega t) m_d; \\ J\ddot{\varphi} + (2C_x L_y^2 + 2C_y L_x^2)\varphi - 2C_x L_y x = L_{kx}(\omega^2 r \sin(\omega t) m_d) - L_{ky}(\omega^2 r \cos(\omega t) m_d); \\ m_r \ddot{x}_r + C_r x_r - C_r x + B_r \dot{x}_r - B_r \dot{x} = 0; \\ m_r \ddot{y}_r + C_r y_r - C_r y + B_r \dot{y}_r - B_r \dot{y} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Результаты теоретических исследований. Система (8) была решена численно с помощью модифицированного метода Рунге-Кутты, что позволило достичь следующих основных целей:

- исследовать зависимость траектории движения контейнера вибрационного станка от расположения вибровозбудителя;
- оценить циркуляционное движение массы загрузки;
- исследовать зависимость производительности процесса вибрационной обработки от расположения вибровозбудителя относительно корпуса U-образного контейнера.

Предложенная модель позволяет вычислять траектории движения контейнера, а также мощность, затрачиваемую на обработку изделий в зависимости от условия обработки и положения вибровозбудителя относительно контейнера вибрационного станка.

Опираясь на разработанную модель, предложена методика точного определения циркуляционной скорости рабочей среды, а также методика определения стабильности движения циркуляционного потока. Получены результаты исследований зависимости циркуляционного движения от места расположения вибровозбудителя.

С помощью разработанной модели определена эффективность процесса вибрационной обработки в зависимости от координат расположения вибровозбудителя относительно продольной оси контейнера, с обеспечением циркуляционного потока и повышением производительности процесса без введения дополнительных энергозатрат.

Экспериментальные исследования подтвердили результаты математического моделирования и показали, что изменения в конструкции вибрационного станка, выбор места расположения вибровозбудителя относительно контейнера, а именно его расположение под углом 45° к оси ординат, перпендикулярной, продольной оси, проходящей через центр масс контейнера для станка с объемом контейнера до 100 дм^3 обеспечивает повышение производительности вибрационной обработки на $20...30 \%$ при достижении необходимых технологических результатов.

Усовершенствование конструкции станка. На основе проведенных исследований была разработана конструкция модифицированного вибровибрационного станка ВНУ 100, с возможностью изменения места расположения вибровозбудителя относительно контейнера (рис. 2) предназначенного для выполнения следующих операций: очистка поверхности детали от окалины, коррозии, формовочных материалов; удаление заусенцев и округление острых кромок, удаление облоя; шлифование и полирование поверхностей деталей при подготовке их под защитные и декоративные гальванические и др. покрытия; повышение качества поверхностного слоя, обеспечение требуемых геометрических и физико-механических характеристик.

Отличие данного станка заключается в

обеспечении возможности изменения расположения источника колебаний – вибровозбудителя относительно контейнера. Это достигается путем закрепления вибровозбудителя жестко на скобе, с возможностью изменения положения относительно контейнера и последующего закрепления к нему.

Станок для вибрационной обработки деталей содержит U-образный контейнер 1, вибровозбудитель 2, жестко закрепленный на скобе 3, прикрепленной к контейнеру с помощью шайбы 4 и болта 5, с возможностью изменения положения скобы относительно контейнера, определяемому по шкале 6 и последующим прикреплением к нему болтами 7.

Техническая характеристика станка ВНУ-100:

контейнера	V –	100дм ³ ;
амплитуда колебаний	A –	0,2...3,2мм;
частота колебаний	f –	50Гц;
мощность	N –	7,0кВт;
масса	m –	2400кг;
габариты		–
		2100×950×1200мм.

Работа станка для вибрационной обработки деталей осуществляется следующим образом. Контейнеру 1,

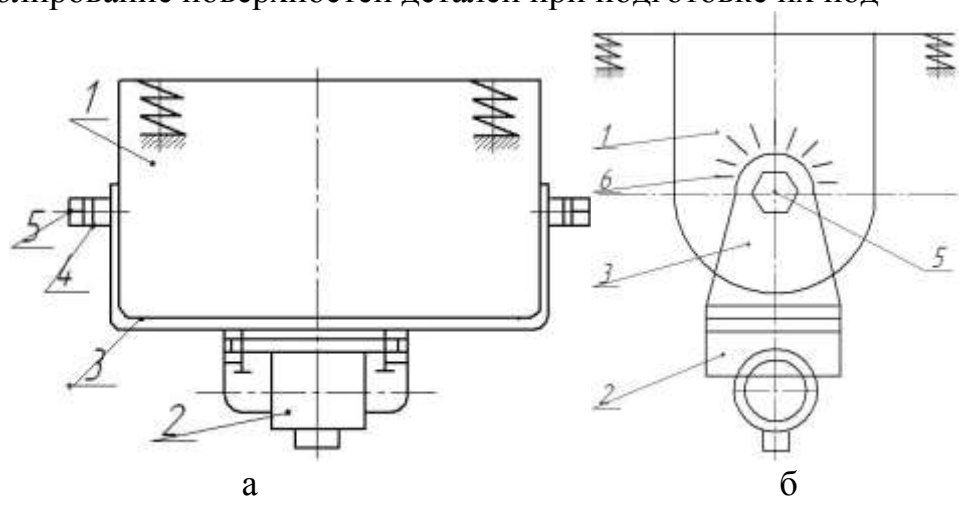


Рис.2. - Принципиальная схема модифицированного вибровибрационного станка ВНУ-100: а – общий вид; б – вид сбоку

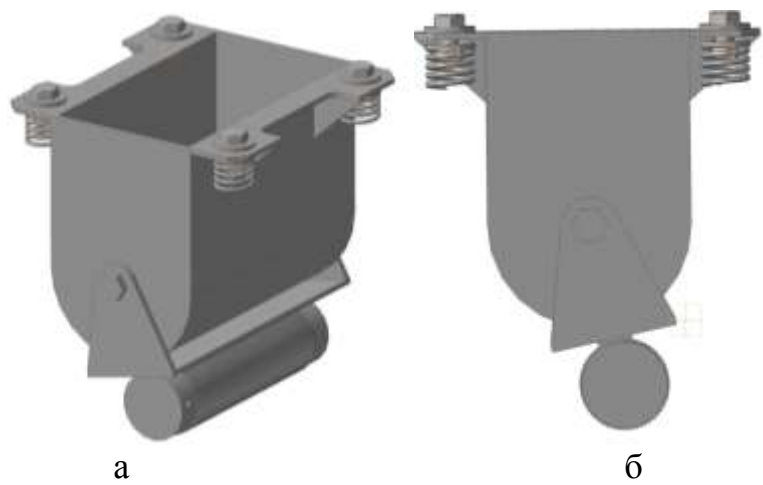


Рис. 3 - Трехмерная модель вибровибрационного станка модифицированной конструкции, разработанная в среде САПР Компас 3D: а – изометрия, б – вид сбоку

смонтированному на упругих подвесках и имеющему возможность колебаться в различных направлениях, сообщаются колебательные движения при помощи инерционного вибровозбудителя 2. Вибровозбудитель 2 устанавливается под определенным углом по отношению к контейнеру 1, определяемому по шкале 6. В зависимости от угла поворота скобы 3, на которой жестко закреплен вибровозбудитель, устанавливается его положение, обеспечивающее стабильное циркуляционное движение, которое способствует достижению качественного результата процесса обработки. При этом движение вала вибровозбудителя осуществляется в сторону, противоположную движению рабочей среды.

Выбор расположения вибровозбудителя осуществлялся следующим образом (рис. 4). На основании ранее проведенных исследований были установлены начальные параметры, а именно частота и амплитуда, загружалась рабочая среда и заданный объем технологической жидкости. Затем были установлены начальные координаты расположения вибровозбудителя. После запуска станка осуществлялось измерение циркуляционной скорости потока рабочей среды, и, если ее значение соответствовало требуемому, производилась загрузка деталей. Осуществлялось повторное измерение циркуляционной скорости рабочей среды и загруженных в контейнер деталей, если это значение близко к первому, то обработка проводилась при данном положении вибровозбудителя. Таким образом, перемещая скобу с расположенным наней вибровозбудителем относительно контейнера, ориентируясь по шкале и измеряя циркуляционную скорость массы загрузки, можно выбирать наиболее оптимальное место расположения вибровозбудителя.

Вследствие вибраций детали и рабочая среда непрерывно имеют переменные по знаку ускорения и находятся в инерционном относительном перемещении, совершая два вида движения: колебательное (осцилирующее) с частотой, зависящей от частоты колебаний контейнера и вращение всей массы загрузки (циркуляционное).

Направление относительных перемещений деталей и частиц рабочей среды меняется, в результате чего происходит обработка. В процессе обработки детали занимают различное положение в рабочей среде, что обеспечивает достаточно равномерную обработку всех поверхностей, контактирующих с рабочей средой.

Выводы. Благодаря возможности обеспечения рационального расположения вибровозбудителя относительно контейнера повышается производительность процесса вибрационной обработки, снижается время, необходимое для обработки изделий без повышения энергоемкости процесса.

Список литературы: 1. Вибрационные станки для обработки деталей / Бабичев А.П., Трунин В.Б., Самодумский Ю.М., Устинов В.П. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с. 2. Николаенко А.П.

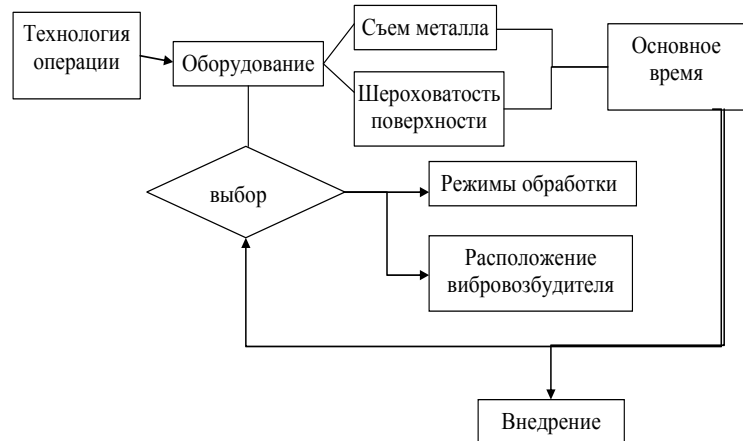


Рис. 4 – Схема выбора оборудования для операции вибрационной обработки

Исследование зависимости интенсивности вибрационной обработки от расположения вибровозбудителя / *А.П. Николаенко, М. А. Калмыков* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/5(38). – С. 54 – 57. **3. Погребщикова Ю.Б.** Выбор технологического оборудования для реализации многооперационных технологических процессов вибрационной обработки / *Ю. Б. Погребщикова, В.Б. Трунин, Ю.М. Самодумский, В.Г. Кравчик*// Вопросы вибрационной технологии. – 1999. – С. 11 – 19. **4.Сердюк Л.И.** Управляемые вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями колебаний / *Л.И. Сердюк*// Вибрации в технике и технологиях. – 1994. – №1. – С. 31 – 35. **5.Берник П.С.** Аналіз конструкцій вібраційних технологічних частотних машин для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей / *П.С. Берник, Л. В. Ярошенко, Р.М. Горбатюк* // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – №2(14). – С. 7 – 14. **6. Берник П.С.** Розвиток конструктивних та технологічних схем машин для обробки виробів в умовах вільного кінематичного зв'язку між деталями та робочим інструментом / *П.С. Берник, І. П. Паламарчук, І.С. Липовий* // Вібрації в техніці та технологіях. – 1998. - №2 (6). – С. 21 – 29.

Поступила в редколлегию 10.09.2013

УДК 621.08.45

Совершенствование конструкции вибрационных станков с U-образной формой контейнера / *Николаенко А. П.* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХПІ», – 2013. - № 56 (1029). – С.15-21. – Бібліогр.: 6 назв.

В роботі представлено математичне моделювання руху U-подібного контейнера вібраційного верстата, з метою знаходження оптимального положення вібровбудника відносно контейнера та запропонована удосконалена конструкція верстата.

Ключові слова: вібраційна обробка, циркуляційний рух, вібраційний верстат, оптимальна конструкція, продуктивність.

The work presents the mathematical modeling of the motion of the vibrating machine U-shaped container, in order to find the optimum position of vibroexciter relatively to the container and an improved design of the machine.

Key words: vibrating treatment, circular motion, vibrating machine, optimal design, productivity.

УДК 621.314

В. С. ЄРЕМЕНКО, канд. техн. наук, доц., професор кафедри, НАУ, Київ

МЕТОД ОЦІНЮВАННЯ СТУПЕНЯ УШКОДЖЕНОСТІ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

В статті розглянуті питання руйнування композиційних матеріалів, запропонована методика визначення інтегрального параметру, який характеризує зміну фізико-механічних властивостей в дефектних зонах виробу – коефіцієнта пошкодження матеріала. Наведені результати експериментальних досліджень проведених на стільникових панелях з ударними пошкодженнями. Визначена залежність коефіцієнта пошкодження від енергії руйнуючого удару для даного типу матеріалів/

Ключові слова: композиційні матеріали, неруйнівний контроль, ступень пошкодження

Вступ. Виникнення дефектів в деталях з композиційних матеріалів значною мірою пов'язано з технологічними причинами в процесі виробництва та дією різноманітних впливаючих чинників при експлуатації. Дефектами, що зменшують міцність композиційного матеріалу є пори, мікротріщини, розшарування, дефекти з'єднання елементів, розриви волокон, зони нерівномірного затвердіння матриці і ін. Так, навіть мала частка порожнин за об'ємом матриці впливає на характеристики міцності.

Згідно з [1], кінетика руйнування волоконного композиційного матеріалу наступна: у момент розриву волокна напруга падає, але при подальшому

© В. С. ЄРЕМЕНКО, 2013