

УДК 621.9.048.4

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ АЛМАЗНОЙ ЗАГОТОВКИ ПРИ ЕЕ РАСПИЛИВАНИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВИБРАТОРА

Докт. техн. наук, проф. КИСЕЛЕВ М. Г., канд. физ.-мат. наук ШНИП А. И., кандидаты техн. наук ДРОЗДОВ А. В., НОВИКОВ А. А.

*Белорусский национальный технический университет,
ГНУ ИТМО НАН Беларуси*

Операция механического распиливания монокристаллов алмаза предназначена для разделения их на части с целью рационального использования алмазного сырья при производстве из них бриллиантов и других изделий. Она выполняется на специальном станке мод. ШП-2, оснащённом десятью распиловочными секциями с индивидуальными приводами инструмента (распиловочного диска) [1].

На рис. 1 представлена технологическая схема операции распиливания монокристаллов алмаза, положенная в основу работы распиловочных секций указанного станка.

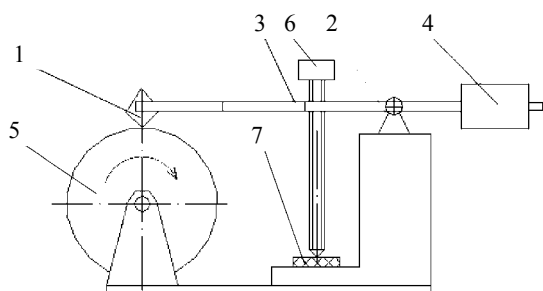


Рис. 1. Технологическая схема процесса распиливания кристаллов алмаза

Обрабатываемая заготовка 1 закрепляется на одном конце качающегося относительно опоры 2 рычага (стрелы) 3. На втором его конце установлен подвижный противовес 4, с помощью которого создается необходимое статическое усилие прижима заготовки к торцевой поверхности вращающегося распиловочного

диска 5. В рабочем положении стрела поддерживается с помощью регулировочного винта 6, опирающегося на упругую прокладку 7. В процессе распиливания по мере заглубления режущей кромки инструмента в алмазную заготовку винт 6 периодически выворачивается, чем обеспечивается их силовое нагружение в ходе выполнения операции.

Из приведенного описания видно, что традиционная технологическая схема распиливания монокристаллов алмаза довольно проста и не требует применения сложного станочного оборудования, что является ее важным достоинством. Вместе с тем, она характеризуется весьма низкой производительностью выполнения операции и невысоким качеством поверхностей распиленных полуфабрикатов.

С целью повышения производительности и качества распиливания монокристаллов алмаза авторами [2, 3] было предложено использовать ультразвуковые колебания путем сообщения их обрабатываемой заготовке в направлении, перпендикулярном торцевой (режущей) поверхности распиловочного диска. Для этого используются акустические колебательные системы разомкнутого типа, которые обеспечивают виброударный режим взаимодействия заготовки с инструментом. При этом было установлено, что доминирующую роль в повышении производительности и качества процесса механического распиливания хрупких материалов играет низкочастотная составляющая в спектре возни-

кающих широкодиапазонных колебаний. Поэтому закономерно предположить, что использование в качестве источника вынужденных колебаний, сообщаемых обрабатываемой заготовке, вместо сложных в изготовлении и эксплуатации акустических колебательных систем разомкнутого типа более простых и надежных вибраторов центробежного типа позволит существенно упростить конструкцию распиловочной секции, обеспечив при этом интенсифицирующее влияние колебаний на выходные показатели операции распиливания монокристаллов алмаза.

Исходя из этого авторами [4] была создана конструкция распиловочной секции с центробежным вибратором. В качестве последнего использовался микродвигатель постоянного тока мод. ДПМ-25-Н1-03 с установленной на его валу неуравновешенной массой. Микродвигатель закреплялся на верхней плоскости стрелы на участке между регулировочным винтом и ее неподвижной опорой, как показано на рис. 2.

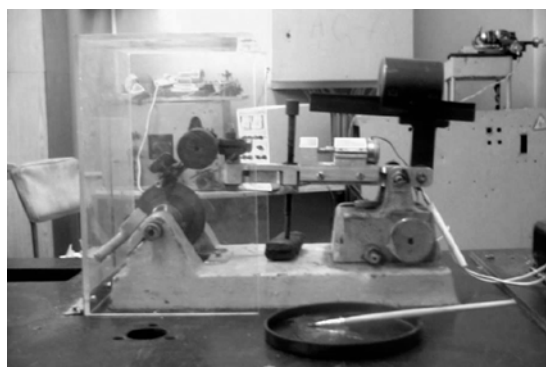


Рис. 2. Фотография общего вида распиловочной секции с установленным центробежным вибратором

При возбуждении с помощью центробежного вибратора данной системы заготовка, закрепленная на стреле, совершает колебательные смещения в направлении, перпендикулярном торцевой поверхности диска, интенсифицируя тем самым процесс разрушения обрабатываемого материала. Для того чтобы целенаправленно управлять этим процессом и обеспечить максимально эффективное воздействие на его протекание вводимых в зону обработки колебаний, в первую очередь, необходимо определить амплитудно-частотные характеристики предложенной колебательной системы при различных режимах и условиях ее возбуждения.

Последнее обстоятельство определило цель данной работы, которая заключалась в разработке и исследовании математической модели движения заготовки при возбуждении в распиловочной секции колебаний с помощью центробежного вибратора.

На рис. 3 показана расчетная схема для математического описания движения заготовки при ее распиливании с применением центробежного вибратора.

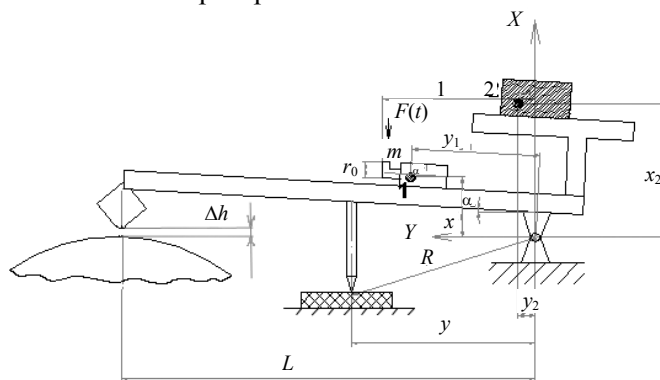


Рис. 3. Расчетная схема для математического описания движения заготовки при ее распиливании с применением центробежного вибратора

Для упрощения расчетов заменим действие центробежного вибратора вынуждающей гармонической силой $F(t)$. Это согласно [5] вполне допустимо, так как амплитуда создаваемых вибратором колебаний гораздо меньше, чем радиус движения неуравновешенной массы. Стрелу в шарнирном устройстве считаем закрепленной таким образом, что колебаний в направлении оси, перпендикулярной плоскости рисунка, не происходит. Кроме того, для упрощения расчетов считаем ее абсолютно жесткой. Касание опорного винта упругого основания происходит раньше касания кристалла распиловочного диска. Равновесным состоянием системы считаем положение распиловочной стрелы, при котором происходят контакт кристалла с распиловочным диском и прогиб инструмента под действием силы тяжести системы. Опорный винт упирается в упругое основание. Массу стрелы, вибратора и устройства для создания статической нагрузки на кристалл для упрощения расчетов заменим двумя сосредоточенными массами (на рис. 3 точки 1 и 2). Примем за начало координат ось поворота распиловочной стрелы. Ниже приведена расшифровка исполь-

зованных обозначений: α – угол, определяющий положение коромысла, т. е. это угол между образующей распиловочной стрелы и линией, соединяющей ось вращения стрелы с точкой контакта кристалла с распиловочным диском, в направлении против часовой стрелки; m – масса эксцентрика; m_1 – то же системы (кроме противовеса); m_2 – то же противовеса; k_1 – упругость демпфера; k_2 – то же опоры «кристалл – распиловочный диск»; ξ – эффективный коэффициент демпфирования.

Тогда с учетом использованных обозначений и геометрических параметров распиловочной секции с центробежным вибратором, приведенных на рис. 3, момент инерции I системы относительно оси вращения можно принять как

$$I = m_1(x_1^2 + y_1^2) + m_2(x_2^2 + y_2^2). \quad (1)$$

Угол α_e между контактом упора в демпфер и контактом кристалла с распиловочным диском вычислим как

$$\alpha_e = -\frac{\Delta h}{L},$$

где Δh – высота кристалла над распиловочным диском в момент начала контакта упора с демпфером.

Тогда уравнение равновесия системы будет иметь вид

$$(m_1 y_1 + m_2 y_2)g = \left(\alpha_0 + \frac{\Delta h}{L} \right) k_1 y^2 + \alpha_0 k_2 L^2, \quad (2)$$

где α_0 – угол равновесного положения.

Откуда

$$\alpha_0 = \frac{(m_1 y_1 + m_2 y_2)g - \frac{\Delta h k_1 R y}{L}}{k_1 y^2 + k_2 L^2}. \quad (3)$$

Вынуждающую силу представим в виде

$$F(t) = m r_0 (2\pi v)^2 \sin(2\pi v t). \quad (4)$$

Тогда вынуждающий момент силы

$$M_e(t, v) = m r_0 l (2\pi v)^2 \sin(2\pi v t). \quad (5)$$

Результирующий момент действующих сил (масса плюс реакция опор) в зависимости от величины $\sigma = \alpha - \alpha_0$, т. е. углового отклонения положения коромысла от равновесного положения, определится как

$$\widehat{M}(\sigma) = \begin{cases} -\sigma(k_1 y^2 + k_2 L^2) & \text{для } \sigma \geq -\alpha_0; \\ \alpha_0 k_2 L^2 - \sigma k_1 y^2 & \text{для } \sigma < -\alpha_0. \end{cases} \quad (6)$$

Две ветви этой функции, отделяемые значением угла $\sigma = -\alpha_0$, соответствуют движению коромысла без отрыва ($\sigma \geq -\alpha_0$) и с отрывом от распиловочного диска ($\sigma < -\alpha_0$).

Составим уравнение движения системы

$$I \ddot{\sigma} = \widehat{M}(\sigma) - \xi \dot{\sigma} + M_e(t, v). \quad (7)$$

Сделаем замену переменных:

$$Y_1 = \dot{\sigma}; \quad Y_0 = \sigma; \quad \dot{Y}_0 = Y_1. \quad (8)$$

Тогда (7) с учетом (8) будет иметь вид

$$\dot{Y}_1 = \frac{1}{I} [\widehat{M}(Y_0) - \xi Y_1 + M_e(t, v)]. \quad (9)$$

Для малой возмущающей силы (малых m таких, что угол отклонения от горизонтали колеблющейся стрелы не превышает α_0) существует аналитическое решение.

В этом случае уравнение (7) можно записать в виде

$$I \ddot{\sigma} + \xi \dot{\sigma} + (k_1 Y^2 + k_2 L^2) \sigma = M_e(t, v), \quad (10)$$

где $M_e(t, v)$ удобнее представить как

$$M_e(t, v) = m r_0 l (2\pi v)^2 \exp^{i2\pi v t}. \quad (11)$$

Решение для установившегося режима определим как

$$\sigma(t) = A \exp^{i2\pi v t}. \quad (12)$$

Подставим (12) в (10) с учетом (11), получим

$$-A(2\pi v)^2 I + i2\pi v \xi A + (k_1 Y^2 + k_2 L^2) A = m r_0 l (2\pi v)^2. \quad (13)$$

Откуда

$$A = \frac{m r_0 l (2\pi v)^2}{(k_1 Y^2 + k_2 L^2 - (2\pi v)^2 I + 2\pi v \xi i)}. \quad (14)$$

Из (14) находим

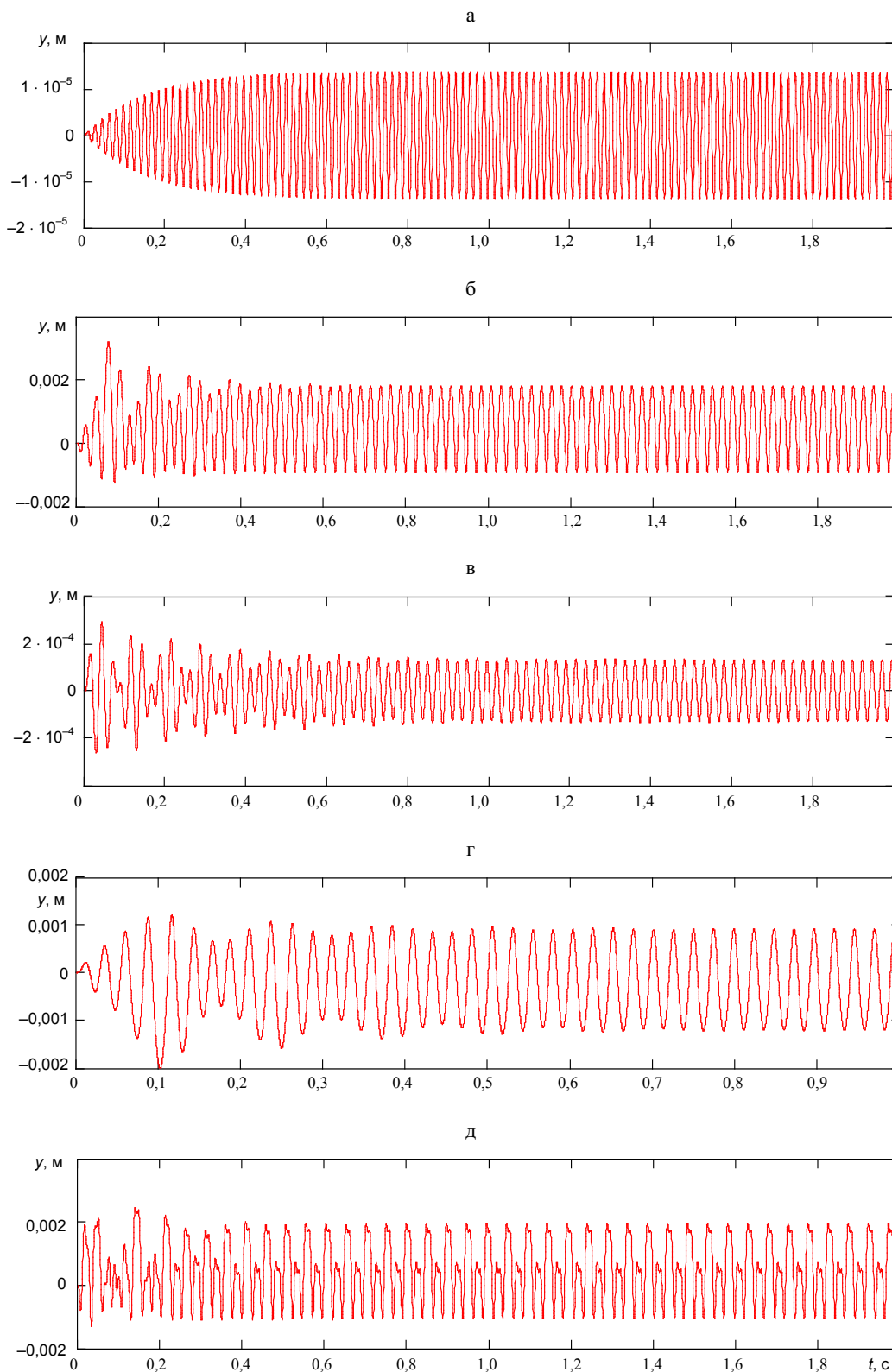
$$|A| = \frac{m r_0 l (2\pi v)^2}{\sqrt{k_1 Y^2 + k_2 L^2 - ((2\pi v)^2 I)^2 + (2\pi v \xi)^2}}. \quad (15)$$

Резонансная частота

$$v_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 Y^2 + k_2 L^2}{I}}. \quad (16)$$

Для случая большой возмущающей силы (масса m такова, что угол отклонения от горизонтали колеблющейся стрелы превышает α_0 , т. е. реализуется виброударный режим распи-

ливания) решение (7) получается численным методом. Рассчитанные траектории движения распиловочной стрелы для описанной выше модели представлены на рис. 4.



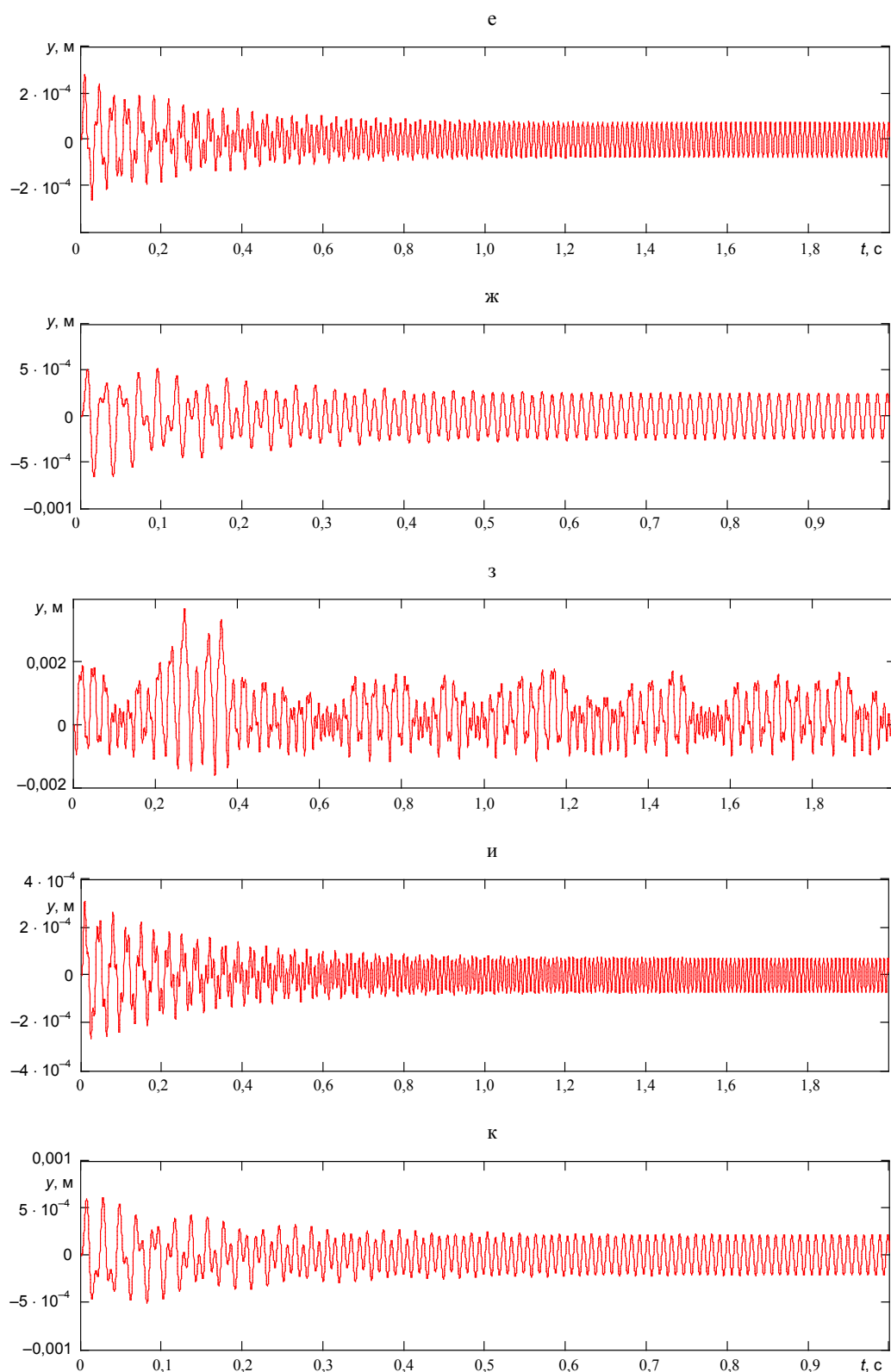


Рис. 4. Изменение во времени амплитуды колебаний A (в метрах) распиловочной секции станка при различных условиях ее возбуждения от: частоты вынуждающих колебаний: а – для безударного режима обработки при теоретической резонансной частоте $\nu_0 = 57$ Гц; б, в, г – 41 Гц; д, е, ж – 85 Гц; з, и, к – 101 Гц; смещения вибратора относительно оси поворота распиловочной стрелы: б, д, з – смещение $y_1 = 0,17$ м; в, е, и – $y_1 = 0,37$ м; массы системы: б, д, з – масса $m_1 = 0,45$ кг; г, ж, к – $m_1 = 1,45$ кг

Из представленных графиков видно, что в случае малого значения неуравновешенной массы вибратора за промежуток времени, не превышающий 0,4 с, также происходит установление стабильного режима движения системы при плавном увеличении амплитуды колебаний распиловочной стрелы. При виброударном режиме взаимодействия торцевой поверхности распиловочного диска и обрабатываемой заготовки за аналогичный промежуток времени, равный приблизительно 0,4 с, происходит установление колебаний, однако увеличение амплитуды происходит не плавно, а состоит из ряда неповторяющихся циклов колебаний, в каждом из которых происходит резкое увеличение амплитуды один (рис. 4д) или два раза (рис. 4б).

Затем с увеличением времени работы вибратора система начинает характеризоваться стабильными циклами повторяющихся колебаний, которые для частоты вынужденных колебаний $\nu_0 = 85$ Гц (рис. 4д) напоминают форму биений в виде буквы М (рис. 5).

Очевидно, что это связано со значением частоты вынужденных колебаний, равной двойной резонансной частоте распиловочной секции [4]. В результате пики амплитуды колебаний характеризуют резонанс системы станка на основной частоте, а небольшие увеличения амплитуды между ними вызваны работой вибратора на увеличенной частоте. При воздействии на распиловочную стрелу возмущающей силы с частотой, равной 100 Гц, что соответствует максимальной частоте вращения электродвигателя вибратора, наблюдается увеличение амплитуды колебаний на начальном этапе работы вибратора (рис. 4з). Однако в отличие от режимов работы вибратора на частотах, равных или кратных резонансной, движение системы носит хаотический характер, в котором присутствуют области как увеличенной амплитуды

колебаний, так и сменяющие их участки с низким уровнем вибрации системы.

Перемещение вибратора по распиловочной стреле в сторону обрабатываемой заготовки (рис. 4в, е, и) приводит к значительному уменьшению амплитуды колебаний (до 10 раз). Это хорошо видно на рис. 4и, где, по сравнению с траекторией движения системы с расположением вибратора ближе к оси поворота распиловочной стрелы при максимальной скорости вращения неуравновешенной массы вибратора (рис. 4з), реализуется стабильный режим колебаний с высокой их частотой, однако их амплитуда оказывается на порядок ниже.

Увеличение массы системы (например, при применении электродвигателей больших габаритов) будет повышать ее инерционность, что приводит к уменьшению частоты колебаний распиловочной стрелы и снижению ее амплитуды (рис. 4г, ж, к).

На основании разработанной схемы станка мод. ШП-2 были получены (рис. 6) амплитудно-частотные характеристики распиловочной секции с центробежным вибратором для различных значений его неуравновешенной массы.

Необходимо отметить, что на рис. 6 штриховой линией отмечена амплитудно-частотная зависимость, получаемая при безударном режиме работы распиловочной секции. Она характеризуется наличием ярко выраженного резонанса при частоте вынуждающих колебаний порядка 57 Гц. В случае реализации виброударного режима распиливания происходит изменение характера кривой АЧХ. Теоретическая форма кривой АЧХ, а также полученные расчетные значения резонансной частоты близки к экспериментальным данным [4], что позволяет говорить о достаточно точном описании предложенной математической модели, реально разработанной распиловочной секции.

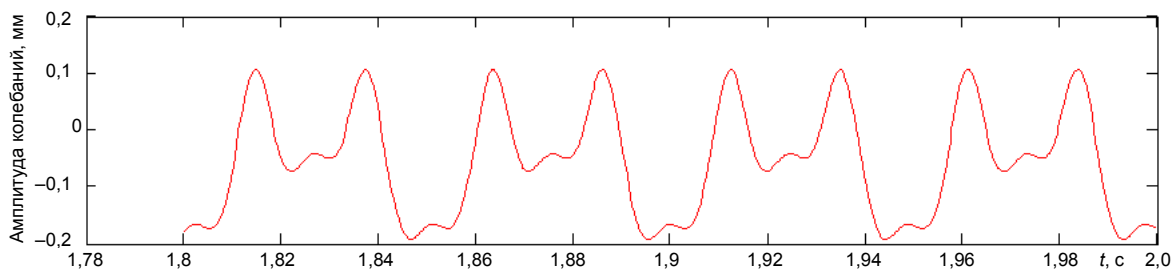


Рис. 5. Форма вынужденных колебаний распиловочной стрелы при частоте вынужденных колебаний $\nu_0 = 85$ Гц

ВЫВОДЫ

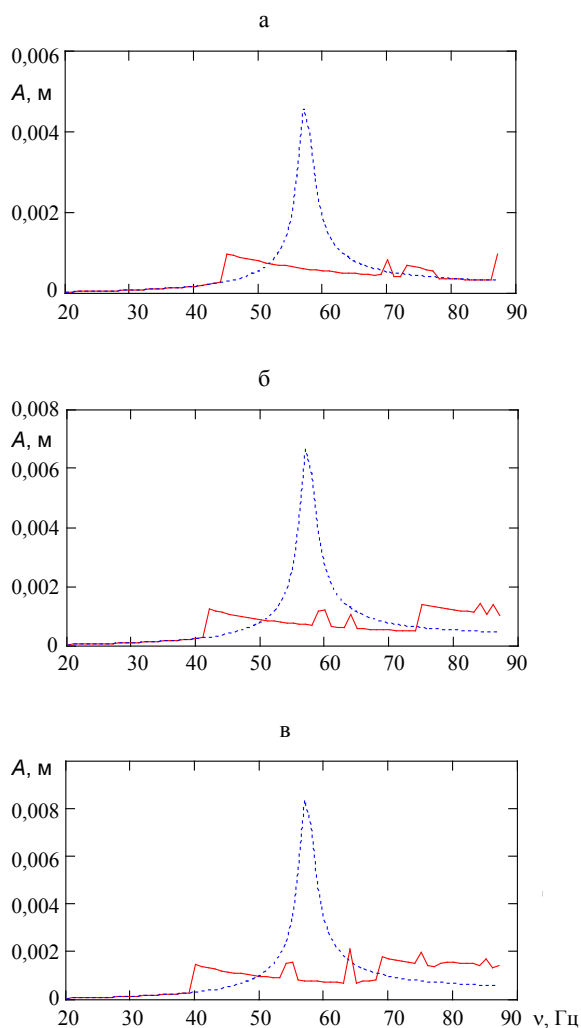


Рис. 6. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний распиловочной секции от частоты вращения центробежного вибратора для различных значений неуравновешенной массы: а – 3,43 г; б – 5; в – 6,3 г

Из рис. 6 видно, что при низких значениях частоты работы вибратора происходит плавное увеличение амплитуды до первого пика, приходящегося на диапазон частот 40–45 Гц. Затем следует несколько пиков амплитуды на частотах порядка 55–65 Гц, а за ними начинается область повышенной амплитуды колебаний в зоне частот, приблизительно соответствующих двойной резонансной частоте системы. Отметим, что при увеличении неуравновешенной массы центробежного вибратора происходит смещение амплитудных пиков АЧХ системы в сторону более низких частот, причем эти пики становятся более ярко выраженными.

1. Разработана математическая модель колебательного движения алмазной заготовки при распиливании с использованием центробежного вибратора, с помощью которой получены аналитические выражения, позволяющие определить траекторию колебательного движения заготовки относительно режущего инструмента.

2. Проведено численное исследование математической модели и получены теоретические зависимости, отражающие изменение параметров колебательного движения заготовки при различных режимах и условиях возбуждения распиловочной секции.

3. Установлено, что для обеспечения стабильных во времени и по величине амплитуды колебаний необходимо, чтобы центробежный вибратор работал на частоте, равной или кратной собственной частоте распиловочной секции, т. е. при реализации резонансного режима возбуждения колебательной системы. При несоблюдении этого условия движение заготовки происходит весьма нестабильно и характеризуется неперiodически повторяющимися во времени участками с повышенной амплитудой колебаний, которые сменяются участками с малым ее значением.

4. Установлено, что по мере увеличения неуравновешенной массы центробежного вибратора амплитуда колебательных смещений заготовки возрастает, но одновременно это сопровождается снижением их частоты.

5. Установлено, что изменение положения центробежного вибратора на стреле распиловочной секции в сторону обрабатываемой заготовки, а также увеличение его массы приводят к значительному уменьшению амплитуды ее колебательных смещений.

6. Полученные результаты проведенных теоретических исследований позволяют определить рациональную конструкцию распиловочной секции с центробежным вибратором, а также оптимальные режимы его работы, при которых обеспечиваются наилучшие по величине и стабильные во времени параметры колебательного движения обрабатываемой алмазной заготовки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Епифанов, В. И. Технология обработки алмазов в бриллианты / В. И. Епифанов, А. Я. Песина, Л. В. Зыков. – М.: Высш. шк., 1987. – 335 с.
2. Устройство для обработки алмаза: пат. РБ № 1447 / М. Г. Киселев, В. Т. Минченя, Г. А. Галенюк.
3. Экспериментальная оценка интенсифицирующего воздействия ультразвука на производительность механического распиливания хрупких материалов / М. Г. Киселев [и др.] // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения:

сб. науч. тр. – Полоцк: Полоцкий государственный университет, 2002. – С. 633–637.

4. Дроздов, А. В. Влияние виброударного режима взаимодействия режущего инструмента и обрабатываемой заготовки на условия формирования ее шероховатости при механическом распиливании хрупких и твердых материалов / А. В. Дроздов, М. Г. Киселев // Инженерно-физический журнал. – 2005. – № 2. – С. 171–176.
5. Быковский, И. М. Основы теории вибрационной техники / И. М. Быковский. – М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.

Поступила 3.03.2008

УДК 004.932

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К АНАЛИЗУ И ОЦЕНКЕ ЗАЩИЩЕННОСТИ ИНФОРМАЦИИ В ИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ, ОСНОВАННЫЙ НА ОПАСНОСТИ УЯЗВИМОСТЕЙ

Канд. техн. наук КРОТЮК Ю. М., КАМЛЮК В. А.

*ОИПИ НАН Беларуси,
Лаборатория Касперского, г. Москва*

Общепринятым подходом к проведению оценки информационной безопасности информационных систем (ИС) является использование общего методологического подхода, закрепленного в качестве международного стандарта ИСО/МЭК 15408–99 «Информационная технология. Методы и средства безопасности. Критерии оценки безопасности информационных технологий. Части 1, 2, 3», который получил название «Общие критерии» и в качестве предстандарта введен в Республике Беларусь.

Методология «Общих критериев» предусматривает необходимость проведения анализа возможных источников угроз и уязвимостей, их сопоставления друг с другом, анализа рисков нарушения информационной безопасности, связанных с причинением ущерба владельцам информационных ресурсов.

Вопросам анализа и оценки угроз уязвимостей, анализа и оценки рисков нарушения информационной безопасности посвящены работы ряда авторов [1–3]. Предлагаются схемы как

качественной оценки угроз [1], так и их количественной оценки, основанной на использовании методов экспертных оценок [2]. В указанных работах объектами экспертной оценки становятся события в целом и не проводится структурная декомпозиция события с целью уточнения оценки, определения типовых этапов реализации события и оценки сложности реализации этих этапов с дальнейшей интегральной оценкой события в целом.

Настоящая статья направлена на рассмотрение методического подхода к анализу и оценке безопасности информации в ИС, основанного на анализе уязвимостей и их опасности. Под опасностью уязвимости понимается сложность ее эксплуатации в составе информационной системы.

Угрозы безопасности ИС проявляются через уязвимости конкретного объекта ИС, последние, в свою очередь, обуславливаются свойствами и особенностями принятых проектных решений, связанных со способами и механиз-