

УДК 621.937

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ЭЛЕМЕНТА АКУСТИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ВИБРОУДАРНОМ РЕЖИМЕ ЕЕ РАБОТЫ

Докт. техн. наук, проф. КИСЕЛЕВ М. Г., асп. НОВИКОВ А. А.

Белорусский национальный технический университет

В ультразвуковых процессах различного технологического назначения применяются колебательные системы, в которых обработка осуществляется промежуточным подвижным инструментом, колеблющимся между обрабатываемым изделием и торцом концентратора ультразвукового преобразователя [1, 2]. В частности, такие системы нашли эффективное применение для шаржирования зернами алмазных микропорошков боковых поверхностей распиловочных дисков, предназначенных для разделения на части монокристаллов алмаза [3]. Схема, поясняющая такой способ шаржирования, приведена на рис. 1.

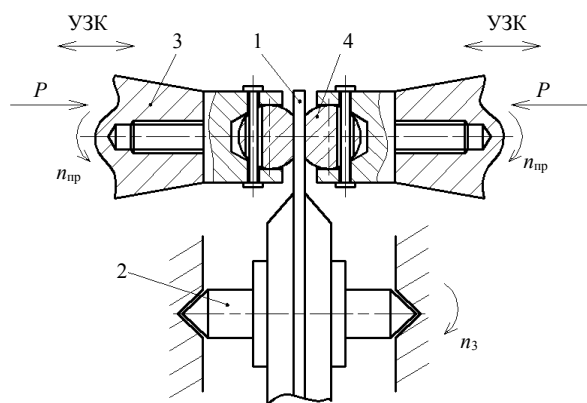


Рис. 1. Схема двустороннего шаржирования боковых поверхностей распиловочного диска с ультразвуком

Заготовка распиловочного диска 1 закрепляется на оправке 2, которая установлена в обратных центрах. Узел шаржирования представляет собой два, соосно расположенных навстречу друг другу, синхронно вращающихся

ультразвуковых преобразователя. На выходных торцах их концентраторов 3 смонтированы деформирующие элементы 4, которые посредством статической нагрузки P прижимаются к боковым сторонам обрабатываемой заготовки. Соединение концентраторов с деформирующими элементами выполнено таким образом, что последние имеют возможность свободно перемещаться вдоль оси преобразователя, а также вращаться вместе с ними. В процессе шаржирования заготовка может получать вращение либо от отдельного привода [2], либо за счет фрикционной передачи вращающего момента от деформирующих элементов [4].

При определенной интенсивности ультразвукового возбуждения в такой колебательной системе может устанавливаться периодический виброударный режим взаимодействия ее звеньев. Характерным для него является то, что движение деформирующего элемента представляет собой совокупность периодически повторяющихся переходных процессов «затягивания» системы на виброударный режим и «срыва» с него [1, 2]. Наличие низкочастотных колебаний значительной амплитуды создает благоприятные условия для надежного попадания алмазных частиц в зону обработки, а их динамическое вдавливание в материал подложки осуществляется главным образом за счет высокочастотной (ультразвуковой) области спектра колебаний в периоды «затягивания» системы на виброударный режим. Отсюда вытекает, что для описания закономерностей процесса шаржирования с ультразвуком, а также установле-

ния оптимальных режимов обработки, в первую очередь, необходимо изучить динамику движения деформирующего инструмента при виброударном режиме возбуждения акустической колебательной системы. Для чего необходимо установить зависимости, отражающие влияние акустических и технологических параметров процесса обработки на продолжительность стадии «затягивания» колебательной системы на виброударный режим; на количество происходящих при этом соударений инструмента с обрабатываемой поверхностью и на величину импульса силы, передаваемого ей инструментом на этой стадии взаимодействия.

Для описания динамики движения промежуточного элемента акустической колебательной системы при одномерном (без вращения) периодическом виброударном режиме ее работы примем расчетную схему, представленную на рис. 2.

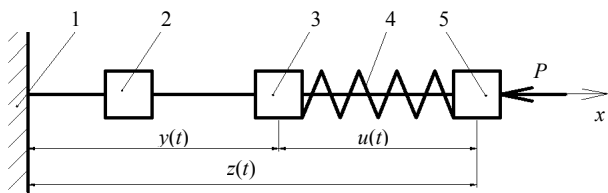


Рис. 2. Расчетная схема для математического описания динамики движения промежуточного элемента акустической колебательной системы при одномерном периодическом виброударном режиме ее работы

Она включает: диск 1, который в силу синфазности действующих на него колебаний считается абсолютно жестким; промежуточный элемент 2 массой m ; присоединенную массу μ 3 ультразвукового вибратора 4 и массу M 5, нагружаемую усилием в вибраторе и статической силой P .

Примем естественное для выбранной конструкции условие

$$m \ll \mu \ll M. \quad (1)$$

Обозначим через $f(t) = A(1 - \cos(\omega t + \varphi))$ характеристику ультразвукового вибратора, который моделируется упругим невесомым элементом, где A – амплитуда колебательных смещений; ω – частота ультразвуковых колебаний; φ – фаза колебаний.

Усилие, развиваемое в нем, определяется зависимостью

$$R = c \begin{cases} f - u, f - u \geq 0; \\ 0, f - u < 0, \end{cases} \quad (2)$$

где c – жесткость вибратора; u – перемещение торца вибратора (рис. 2).

Начало отсчета ($t = 0$) выберем в момент наибольшего сближения составных массы M с основанием ($x = 0$) и рассмотрим первую фазу отхода устройства от основания, когда промежуточный элемент 2 и торец присоединенной массы 3 к нему прижаты:

$$y(t) = 0; \quad u(t) = x(t); \quad 0 \leq t \leq t_1. \quad (3)$$

Уравнение движения запишется следующим образом:

$$M\ddot{x} = P - R \quad (4)$$

или с учетом (2) и (3)

$$\ddot{u} + \lambda^2 u = \lambda^2 f + \frac{P}{M}, \quad \lambda^2 = \frac{c}{M}. \quad (5)$$

Его решение имеет вид

$$u = D_1 \cos \lambda t + D_2 \sin \lambda t + A + \frac{P}{c} + \frac{A\lambda^2}{\omega^2 - \lambda^2} \cos(\omega t + \varphi), \quad (6)$$

где D_1, D_2 – неопределенные коэффициенты.

В силу (1) примем, что $\omega \gg \lambda$ и будем пренебрегать последним слагаемым в (6). Для отыскания величин D_1, D_2 заметим, что $\ddot{u}(0) = 0$, и положим $u(0) = u_0$. Тогда функция (6) примет вид:

$$u = -\left(A + \frac{P}{c} - u_0\right) \cos \lambda t + A + \frac{P}{c};$$

$$\dot{u} = \lambda \left(A + \frac{P}{c} - u_0\right) \sin \lambda t. \quad (7)$$

Величина u_0 неизвестна, однако, поскольку в выбранной фазе $\dot{u}(t) > 0$, из (7) видно, что

$$A + \frac{P}{c} - u_0 > 0. \quad (8)$$

Вычисляя величину усилия в вибраторе, из (4) находим

$$R = P - c \left(A + \frac{P}{c} - u_0\right) \cos \lambda t. \quad (9)$$

Данная фаза движения ограничивается условием $R \geq 0$ и согласно (9) при $t \leq t_1$, где

$$\cos \lambda t_1 = \frac{P}{c \left(A + \frac{P}{c} - u_0 \right)}. \quad (10)$$

Уравнение (10) разрешимо при условии

$$\left| \frac{P}{c \left(A + \frac{P}{c} - u_0 \right)} \right| < 1,$$

или, учитывая условие (8):

$$A > \frac{2P}{c} + u_0. \quad (11)$$

Таким образом, неравенство (11) ограничивает значения параметров системы для выхода при $t > t_1$ на виброударный режим. Величина u_0 при этом играет роль предварительного «натяга» вибратора и дальше для краткости опускается. В начале ударной фазы из (7) и (10) имеем:

$$\begin{aligned} u(t_1) = x(t_1) = A; \quad u(t_1) = \lambda \sqrt{A \left(A + \frac{2P}{c} \right)}; \\ \dot{u}(t_1) = \dot{x}(t_1). \end{aligned} \quad (12)$$

В течение некоторого времени происходит затягивание промежуточного элемента на режим колебаний между основанием и торцом вибратора, причем последний движется по закону $z(t) = x(t) - u(t)$. Зависимость $x(t)$ задается уравнением движения массы M , с начальным условием (12)

$$M\ddot{x} = -P. \quad (13)$$

При этом следует учесть, что на первом этапе $t_1 \leq t \leq t_2$ ударной фазы основным фактором при обмене импульсами будут соударения с основанием торца, а не промежуточного элемента, поскольку $m \ll \mu$. Этот этап реализуется, если $x(t) \leq 2A$, и, следовательно, $z(t) = x(t) - u(t)$ может обращаться в нуль. В такие моменты времени будет измеряться также и скорость массы M .

Ограничимся приближенным учетом суммарного импульса I , передаваемого основанию вибратором, и положим

$$I = niq, \quad (14)$$

где n – число соударений; q – коэффициент восстановления скорости при ударе об основание; i – импульс за одно соударение, когда масса M находится в положении $x(t_1) = \frac{3}{2}A$ (между $x(t_1) = A$ и $x(t_1) = 2A$).

Тогда $u(t) = x(t_1) = \frac{3}{2}A$, и согласно (2) отношение контактной реакции будет

$$R(t) = c \left(A(1 - \cos \omega t) - \frac{3A}{2} \right) = c \left(-A \cos \omega t - \frac{A}{2} \right).$$

Причем интегрировать его следует по отрезку, где $R \geq 0$. Тогда имеем

$$i = \int R(t) dt = \frac{cA}{\omega} \left(\sqrt{3} - \frac{\pi}{3} \right). \quad (15)$$

Для оценки числа соударений n найдем интеграл уравнения (13) с начальными условиями (12)

$$x(t) = -\frac{P(t-t_1)^2}{2M} + \lambda \sqrt{A \left(A - \frac{2P}{c} \right)} (t-t_1) + A. \quad (16)$$

Полагая $t = t_2$, найдем оценку времени движения $x = 2A$, что в принципе соответствует продолжительности стадии «затягивания» $T_{\text{зат}}$ системы на виброударный режим

$$(t_2 - t_1) = \frac{M}{P} \left(\lambda \sqrt{A \left(A - \frac{2P}{c} \right)} - \sqrt{\lambda^2 A \left(A - \frac{2P}{c} \right) - \frac{2PA}{M}} \right). \quad (17)$$

Число соударений n промежуточного элемента с основанием за время $T_{\text{зат}}$ определяется следующим образом:

$$n = (t_2 - t_1) / T = \omega(t_2 - t_1) / 2\pi, \quad (18)$$

где T – период ультразвуковых колебаний вибратора.

Объединение (15) и (18) позволяет получить выражение для расчета искомого импульса, передаваемого промежуточным элементом жесткому основанию на стадии «затягивания» акустической колебательной системы на виброударный режим:

$$I = \frac{cAq \left(\sqrt{3} - \left(\frac{\pi}{3} \right) \right) M}{2\pi P} \times \left(\lambda \sqrt{A \left(A - \frac{2P}{c} \right)} - \lambda \sqrt{A \left(A - \frac{4P}{c} \right)} \right). \quad (19)$$

С использованием полученных выражений (17)–(19) была проведена теоретическая оценка влияния различных параметров акустической колебательной системы на динамику движения ее звеньев. В частности, на продолжительность стадии ее «затягивания» на виброударный режим работы и количество происходящих за это время соударений промежуточного элемента с основанием, а также на величину передаваемого ему при этом импульса силы. Во всех случаях частота ультразвуковых колебаний вибратора была принята постоянной и составляла 22 кГц, жесткость вибратора $c = 1,5708 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 3 приведена зависимость изменения продолжительности стадии «затягивания» системы на виброударный режим от амплитуды колебаний вибратора при различных значениях статической нагрузки ($q = 0,7$).

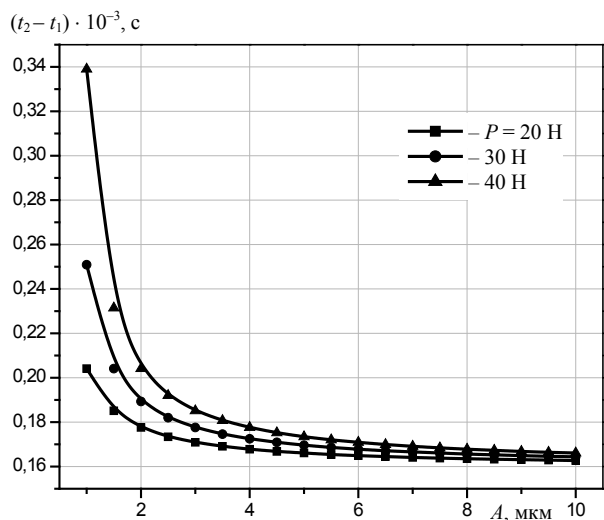


Рис. 3. Зависимость продолжительности стадии «затягивания» системы на виброударный режим от амплитуды колебаний вибратора при различных значениях статической нагрузки

Видно, что с увеличением амплитуды колебаний вибратора, т. е. с повышением интенсивности ультразвукового возбуждения системы, продолжительность стадии ее «затягивания» на виброударных режимах уменьшается, а с возрастанием статической нагрузки $T_{\text{зат}}$ увеличи-

вается. Это объясняется наличием граничного соотношения между амплитудой колебаний вибратора и величиной его статического нагружения, при котором устанавливается отрывной (дискретный) характер взаимодействия торца вибратора с промежуточным элементом. Оно имеет вид $A > \frac{2P}{c}$ и в зависимостях (17),

(19) учитывается членом $A - \frac{2P}{c}$. Поэтому чем больше указанное неравенство за счет увеличения A или уменьшения P/c , тем выше интенсивность виброударного режима работы колебательной системы, а соответственно тем меньше продолжительность стадии ее «затягивания» на этот режим.

Аналогичным образом указанные параметры влияют на изменение количества соударений промежуточного элемента с основанием на стадии «затягивания» системы на виброударный режим (рис. 4) при $q = 0,7$.

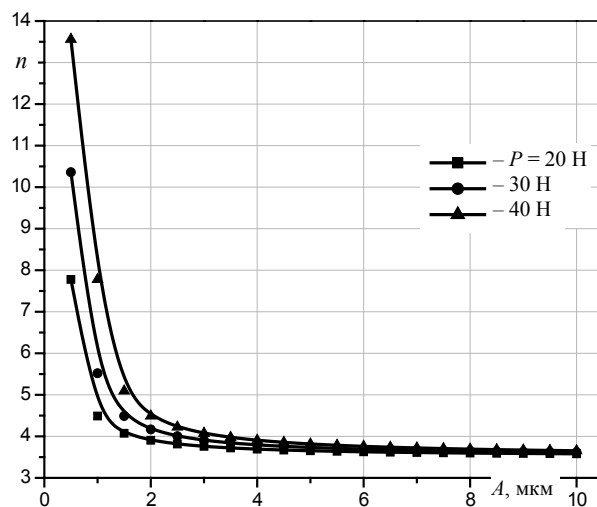


Рис. 4. Зависимость количества соударений промежуточного элемента с основанием на стадии «затягивания» системы на виброударный режим от амплитуды колебаний вибратора при различных значениях статической нагрузки

Так, с увеличением амплитуды колебаний вибратора оно уменьшается, достигая некоторого постоянного для данных условий количества соударений, а с повышением статической нагрузки n возрастает. Следовательно, по мере увеличения интенсивности виброударного режима работы колебательной системы количество соударений промежуточного элемента с основанием сначала снижается, а затем достигает

некоторого постоянного для данных условий значения.

На рис. 5 приведена зависимость суммарного импульса силы, передаваемого промежуточным элементом основанию на стадии «затягивания» системы на виброударный режим от амплитуды колебаний вибратора при различных значениях статической нагрузки ($q = 0,7$). Из них следует, что зависимость $I(A)$ носит линейный характер и мало зависит от значения статической нагрузки при амплитудах колебаний вибратора свыше 2 мкм.

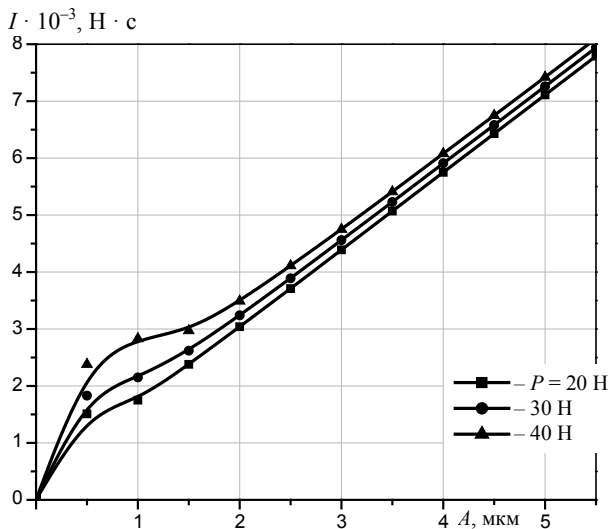


Рис. 5. Зависимость суммарного импульса силы, передаваемого промежуточным элементом основанию на стадии «затягивания» системы на виброударный режим, от амплитуды вибратора при различных значениях статической нагрузки

Это можно обосновать, представив выражение (19) в виде

$$I = \frac{bA}{P} \lambda A \left(\sqrt{\left(1 - \frac{2P}{cA}\right)} - \sqrt{\left(1 - \frac{4P}{cA}\right)} \right), \quad (20)$$

где $b = \frac{cq \left(\sqrt{3} - \left(\frac{\pi}{3} \right) \right) M}{2\pi}$.

В случае $\frac{4P}{cA} \ll 1$ можно разложить выражения, входящие в скобки, в ряд Тейлора:

$$\sqrt{\left(1 - \frac{2P}{cA}\right)} = 1 - \frac{P}{cA} - \frac{1}{2} \left(\frac{P}{cA} \right)^2 - \dots;$$

$$\sqrt{\left(1 - \frac{4P}{cA}\right)} = 1 - \frac{2P}{cA} - 2 \left(\frac{P}{cA} \right)^2 - \dots$$

Ограничившись в разложениях членом 1-го порядка малости, получим

$$\sqrt{\left(1 - \frac{2P}{cA}\right)} - \sqrt{\left(1 - \frac{4P}{cA}\right)} \approx \frac{P}{cA}$$

Тогда для импульса можно записать приближенное выражение

$$I = \frac{\lambda b A}{c}. \quad (21)$$

Из выражения (21) следует, что в случае $\frac{4P}{cA} \ll 1$ можно считать зависимость $I(A)$ линейной и практически не зависящей от величины нагрузки P .

При прочих равных условиях с увеличением коэффициента восстановления скорости при ударе промежуточного элемента с основанием величина суммарного импульса силы, передаваемого ему на стадии «затягивания» системы на виброударный режим, пропорционально растет.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель, позволяющая исследовать динамику движения промежуточного элемента акустической колебательной системы при виброударном режиме ее возбуждения.
2. С использованием этой модели получены аналитические выражения для определения продолжительности «затягивания» системы на виброударный режим, количества происходящих при этом соударений промежуточного элемента с основанием и величины передаваемого последнему за это время суммарного импульса силы.
3. На основе численного исследования этих выражений получены зависимости, позволяющие количественно оценить влияние условий возбуждения акустической виброударной системы (амплитуда колебаний вибратора, статическая нагрузка, значение коэффициента восстановления скорости при ударе) на временные

и силовые параметры, характеризующие динамику движения промежуточного элемента.

4. Установлено, что с увеличением амплитуды колебаний вибратора, т. е. с повышением интенсивности возбуждения системы, продолжительность стадии ее «затягивания» на виброударный режим, количество соударений промежуточного элемента с основанием за это время сокращаются, а величина суммарного импульса силы, передаваемого промежуточным элементом основанию, пропорционально возрастает. Аналогичное влияние на этот силовой параметр оказывает значение коэффициента восстановления скорости при ударе.

5. Показано, что изменение статической нагрузки в диапазоне, обеспечивающем виброударный режим работы акустической колебательной системы, мало влияет на величину суммарного импульса силы, передаваемого промежуточным элементом основанию на ста-

дии ее «затягивания» на этот режим при амплитудах колебаний вибратора свыше 2 мкм.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Артемьев, В. В.** Ультразвуковые виброударные процессы / В. В. Артемьев, В. В. Клубович, В. Н. Сакевич. – Минск: БНТУ, 2004. – 258 с.
2. **Киселев, М. Г.** Ультразвук в поверхностной обработке материалов / М. Г. Киселев, В. Т. Минченя, В. А. Ибрагимов. – Минск: Тесей, 2001. – 344 с.
3. **Епифанов, В. И.** Технология обработки алмазов в бриллианты / В. И. Епифанов, А. Я. Песина, Л. В. Зыков. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
4. **Исследование** механизма взаимодействия деформирующего инструмента с распиловочным диском при двустороннем ультразвуковом шаржировании с фрикционной передачей вращающего момента / М. Г. Киселев [и др.] // Материалы докл. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. «Новые материалы и технологии: порошковая металлургия, композиционные материалы, защитные покрытия». – Минск: Тонпик, 2004. – С. 264–266.

Поступила 13.01.2006

УДК 621/793.14

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ИЗНОСОСТОЙКИХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ТИТАНА НА БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ

Канд. физ.-мат. наук АНДРЕЕВ М. А., инж. КУЗНЕЦОВА Т. А., канд. техн. наук МАРКОВА Л. В.

Государственное научное учреждение «Институт порошковой металлургии»

Одним из приоритетных направлений в области машиностроения и инструментальной промышленности является повышение эксплуатационных характеристик деталей машин и механизмов, режущего, штампового инструмента и технологической оснастки путем модификации их поверхности. В настоящее время к этим изделиям, изготовленным, как правило, из высоколегированных сталей, предъявляются все более высокие требования: повышение износостойкости, надежности и долговечности при различного рода нагрузках, возникающих в процессе эксплуатации изделий.

Сегодня на предприятиях машиностроительной и металлообрабатывающей отраслей широко применяются различные методы модификации поверхности. Основными среди них являются нанесение износостойких покрытий вакуумными физическими и химическими методами, различные виды химико-термической обработки [1–5]. Однако применение этих методов не всегда в полной мере позволяет решать задачи по улучшению качества изделий. В то же время в связи с резким удорожанием природных ресурсов проблема повышения износостойкости инструмента, технологической