

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОУДАРНОЙ ОБРАБОТКИ УЛЬТРАЗВУКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ БОЙКОМ

Вагапов И.К., Ганиев М.М. (КГТУ им. А.Н.Туполева, Казань, Россия.)

Methods of the theory of vibroresistant system of treatment by ultrasound tool with an unfixed striker is considered as extorted fluctuations of a double mass system with two strike joints. Amplitude frequency and phase frequency characteristics are calculated by ultrasound vibroresistant system under the technological stress. Resistance to strike fluctuations is studied according to constructural parameters of the tool and the conditions of treatment. The resistance of resonance frequency of ultrasound transmitter is stated to be independent from the strength of press up to the level of resistance.

Методами теории виброударных систем обработка ультразвуковым инструментом с незакрепленным ударником рассматривается как вынужденные колебания двухмассовой системы с двумя ударными стыками. Рассчитаны амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики ультразвуковой виброударной системы под технологической нагрузкой, исследована устойчивость ударных колебаний в зависимости от конструктивных параметров инструмента и условий обработки. Установлена независимость резонансной частоты ультразвукового преобразователя от усилия прижима вплоть до порога устойчивости. Определены параметры (сила прижима, частота возбуждения) наиболее эффективного режима обработки, при котором достигается максимум передачи акустической энергии в обрабатываемую среду. Показано, что резонансная частота преобразователя под нагрузкой не совпадает с максимумом амплитудно-частотной характеристики ударника, поэтому традиционная система автоподстройки частоты на резонанс преобразователя не способна обеспечить возбуждение колебаний виброударной системы на частоте наиболее производительного режима обработки.

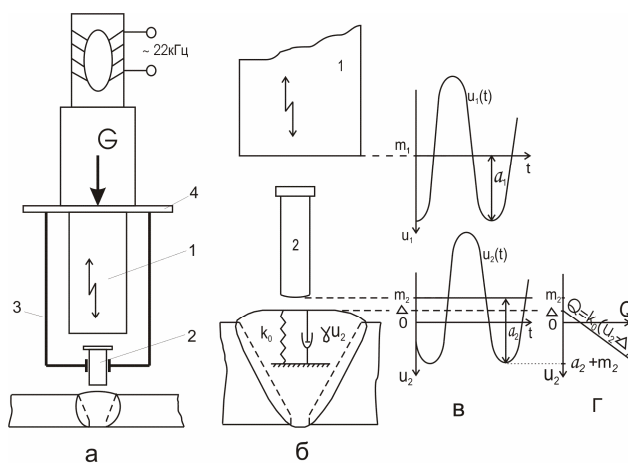


Рис.1. Схема ультразвукового инструмента (а); схема зоны обработки (б); развертки колебаний волновода и ударника (в); силовая характеристика контакта ударника с обрабатываемым изделием. Обозначения приведены в тексте.

Снижение остаточных сварочных напряжений с помощью локального вибрационного воздействия позволяет повысить прочность и надежность сварного соединения [1]. Как показано в работе [2], выравнивание и перераспределение остаточных сварочных напряжений определяется числом циклов и амплитудой деформации, вызванной вибрационным воздействием. Для вибрационной обработки сварных швов успешно применяются однобойковые [3,4] и многобойковые [5,6] ультразвуковые ударные инст-

рументы, в которых механическое воздействие вибратора передается через промежуточный боек, совершающий колебания в зазоре между ультразвуковым преобразователем и изделием (Рис.1а). Высокочастотные ударные нагрузки, локализованные в зоне (пятне) контакта ударника с заготовкой, вызывают не только релаксацию остаточных напряжений в сварном шве, но и создают сжимающие напряжения в поверхностном слое металла [6].

Особенностью ультразвуковых виброударных систем с промежуточным инструментом, не имеющим жесткой связи с ультразвуковым преобразователем, является возможность установления субгармонических и непериодических колебаний ударника [3,4], наряду с виброударным режимом на частоте возбуждения [5,6]. Установлено [5], что в изделии распространяются изгибные упругие волны с частотой равной частоте колебаний ультразвукового преобразователя, что свидетельствует об устойчивости виброударного режима на частоте возбуждения. Отмечается наличие оптимальных режимов обработки в зависимости от силы прижима или величины установленного зазора между ударником и изделием, массы и размера свободного ударника, а также других конструктивных и технологических параметров [7].

В данной работе методами теории виброударных систем [8] ультразвуковая обработка инструментом с незакрепленным ударником рассматривается как вынужденные колебания двухмассовой виброударной системы с двумя ударными парами. Исследуется влияние технологической нагрузки (массы ударника, жесткости обрабатываемого изделия, силы прижима) на амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики ультразвукового преобразователя, устойчивость ударных колебаний на частоте возбуждения. Определены параметры наиболее эффективного режима обработки, при котором достигается максимум передачи акустической энергии в обрабатываемую среду.

Схема инструмента для ультразвуковой ударной обработки представлена на Рис.1а. Магнитострикционный преобразователь 1, имеющий крепежный фланец 4 в узле продольных колебаний волновода-концентратора прижимается статической силой G к ударникам 2 (на схеме показан один ударник). Ударники заключены в обойму 3 и имеют свободный ход вдоль оси колебаний волновода. Обработка изделия производится ударниками, колеблющимися в зазоре между вибрирующим торцем волновода и поверхностью изделия. Как известно [8], величина зазора зависит от установившегося режима колебаний. Таким образом, механическое воздействие источника ультразвуковых колебаний передается обрабатываемой среде через два ударных стыка. В работе [5] показано, что в многобойковом инструменте обработка происходит попеременно то одним, то другим ударником, в то время как все остальные ударники, кроме одного, не участвуют в обработке. Поэтому будем рассматривать колебания только одного ударника.

Используя понятие оператора динамической податливости [8], запишем уравнения продольных смещений торца волновода-концентратора $u_1(t)$ и ударника $u_2(t)$:

$$u_1(t) = L_1(\omega)P_1(t) - L_1(\omega)\Phi(u_v, \dot{u}_2) + L_1(0)G, \quad (1)$$

$$u_2(t) = L_2(\omega)\Phi(u_v, \dot{u}_2) - L_2(\omega)Q(u_2, \dot{u}_2), \quad (2)$$

где $u_v(t) = u_1(t) - u_2(t)$ - относительное смещение контактирующих поверхностей волновода и ударника, $L_n(\omega)$ (здесь $n=1,2$) - операторы динамической податливости, связывающие смещение $u_n(t)$ с внешними силами, приложенными к контактирующим поверхностям волновода и ударника. Следуя [8], считаем, что вынуждающая сила

$P_1(t) = P \cos \omega t$ действует на торец волновода-концентратора, возбуждаемого магнито-стрикционным или пьезоэлектрическим преобразователем, $\omega = 2\pi f$, где f - частота генератора ультразвука. Функции $\Phi(u_v, \dot{u}_v)$ и $Q(u_2, \dot{u}_2)$ описывают силу ударного взаимодействия ударника с волноводом и обрабатываемым изделием соответственно. Вычитая из уравнения (1) уравнение (2) получим уравнение относительного движения поверхностей контакта волновода и ударника:

$$u_v(t) = L_1(\omega)P_1(t) - [L_1(\omega) + L_2(\omega)]\Phi(u_v, \dot{u}_v) + L_1(0)G + L_2(\omega)Q(u_2, \dot{u}_2), \quad (3)$$

Основываясь на методе гармонического баланса [8], будем искать решения уравнений (1)-(3) в виде:

$$u_n(t) = m_n + a_n \exp[i(\omega t - \varphi_n)], \quad n=1,2, v, \quad (4)$$

где a_1, a_2, a_v есть амплитуды, $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_v$ - фазы абсолютных и относительных колебаний волновода и ударника, m_1, m_2, m_v - постоянные составляющие смещений.

Проведем гармоническую линеаризацию ударных функций:

$$\Phi(u_v, \dot{u}_v) = f_0(m_v, a_v) + [k(m_v, a_v) + i\omega\delta(m_v, a_v)]a_v \exp[i(\omega t - \varphi_v)], \quad (5)$$

$$Q(u_2, \dot{u}_2) = g_0(m_2, a_2) + [q(m_2, a_2) + i\omega\gamma(m_2, a_2)]a_2 \exp[i(\omega t - \varphi_2)], \quad (6)$$

где $f_0(m_v, a_v)$ и $g_0(m_2, a_2)$ есть статические составляющие сил контактного взаимодействия, $k(m_v, a_v)$ и $q(m_2, a_2)$ - гармонические коэффициенты упругости, $\delta(m_v, a_v)$ и $\gamma(m_2, a_2)$ - гармонические коэффициенты вязкости ударного взаимодействия в стыках.

Контактные поверхности волновода и ударника прирабатываются в процессе эксплуатации ультразвукового инструмента, поэтому их соударение будем моделировать приближением контактного взаимодействия с бесконечно большой жесткостью [8]. В этом случае гармонические коэффициенты ударной функции (5) будут иметь вид:

$$f_0(m_v, a_v) = G, \quad k(m_v, a_v) = \frac{2G}{a_v}, \quad \delta(m_v, a_v) = 0. \quad (7)$$

Подставляя (4)-(7) в уравнения (1)-(3) и разделяя осциллирующие и постоянные компоненты получим для относительных колебаний контактирующих поверхностей:

$$a_v \exp(-i\varphi_v) = L_1(\omega)P\{1 + L_2(\omega)[q(m_2, a_2) + i\omega\gamma(m_2, a_2)]\}L_0^{-1}(\omega), \quad (8)$$

для абсолютных колебаний рабочего торца волновода:

$$a_1 \exp(-i\varphi_1) = L_1(\omega)P\{1 + L_2(\omega)[k(m_v, a_v) + q(m_2, a_2) + i\omega\gamma(m_2, a_2)]\}L_0^{-1}(\omega), \quad (9)$$

для абсолютных колебаний ударника:

$$a_2 \exp(-i\varphi_2) = -L_1(\omega)PL_2(\omega)k(m_v, a_v)L_0^{-1}(\omega), \quad (10)$$

где $L_0(\omega) = 1 + [L_1(\omega) + L_2(\omega)]k(m_v, a_v) + L_2(\omega)[1 + L_1(\omega)k(m_v, a_v)][q(m_2, a_2) + i\omega\gamma(m_2, a_2)]$

Для постоянных составляющих смещений из уравнений (1), (2) получим:

$$m_1 = -L_1(0)f_0(m_v, a_v) + L_1(0)G \quad (11)$$

$$m_2 = L_2(0)f_0(m_v, a_v) - L_2(0)g_0(m_2, a_2) \quad (12)$$

Рассматривая выходную ступень волновода–концентратора 1 (см. Рис.1) как стержень постоянного сечения четверть–волновой длины, запишем оператор динамической податливости $L_1(\omega)$ с точностью до членов второго порядка малости по величине коэффициента поглощения ультразвука χ в материале волновода [9]:

$$L_1(\omega) = \frac{c}{ES\omega} \cdot \frac{\frac{1}{2} \sin 2\zeta - \zeta (\chi/4\pi)^2 - i(\chi/4\pi)(\zeta + \frac{1}{2} \sin 2\zeta)}{\cos^2 \zeta + ((\chi/4\pi)\zeta \sin \zeta)^2} \quad (13)$$

Здесь $\zeta = \omega l/c$, S и l есть площадь поперечного сечения и длина выходной ступени волновода от крепежного фланца 4 до рабочего торца (см. Рис.1), E и c - модуль Юнга и скорость распространения ультразвука в материале волновода.

Поскольку геометрические размеры ударника много меньше длины волны ультразвука, будем рассматривать ударник как сосредоточенную массу M с оператором динамической податливости в виде [8]:

$$L_2(\omega) = -1/M\omega^2 \quad (14)$$

Приравнивая действительные и мнимые члены в правой и левой частях уравнений (8)-(10), получим выражения для действительных U_n и мнимых V_n частей операторов динамической жесткости виброударной системы:

$$\frac{P}{a_v} \cos \varphi_v = \frac{\operatorname{Re} L_1}{L_1^2} + k \left[1 + \frac{L_2 \operatorname{Re} L_1 (1 + L_2 q) - \operatorname{Im} L_1 L_2 \omega \gamma}{L_1^2 (1 + L_2 q)^2 + (L_2 \omega \gamma)^2} \right] \equiv U_v(\omega), \quad (15)$$

$$\frac{P}{a_v} \sin \varphi_v = -\frac{\operatorname{Im} L_1}{L_1^2} - k \frac{L_2 \operatorname{Re} L_1 L_2 \omega \gamma + \operatorname{Im} L_1 (1 + L_2 q)}{L_1^2 (1 + L_2 q)^2 + (L_2 \omega \gamma)^2} \equiv V_v(\omega), \quad (16)$$

$$\frac{P}{a_1} \cos \varphi_1 = \frac{\operatorname{Re} L_1}{L_1^2} + k - k^2 L_2 \frac{1 + L_2 (q + k)}{[1 + L_2 (q + k)]^2 + (L_2 \omega \gamma)^2} \equiv U_1(\omega), \quad (17)$$

$$\frac{P}{a_1} \sin \varphi_1 = -\frac{\operatorname{Im} L_1}{L_1^2} + k^2 L_2 \frac{L_2 \omega \gamma}{[1 + L_2 (q + k)]^2 + (L_2 \omega \gamma)^2} \equiv V_1(\omega), \quad (18)$$

$$\frac{P}{a_2} \cos \varphi_2 = -\frac{\operatorname{Re} L_1}{L_1^2} - \left(\frac{1}{L_2} + q \right) - \frac{\operatorname{Re} L_1 (1 + L_2 q) + \operatorname{Im} L_1 L_2 \omega \gamma}{k L_1^2 L_2} \equiv U_2(\omega), \quad (19)$$

$$\frac{P}{a_2} \sin \varphi_2 = \frac{\operatorname{Im} L_1}{L_1^2} - \omega \gamma - \frac{\operatorname{Re} L_1 L_2 \omega \gamma - \operatorname{Im} L_1 (1 + L_2 q)}{k L_1^2 L_2} \equiv V_2(\omega), \quad (20)$$

Здесь $L_1^2 = \text{Re}^2 L_1(\omega) + \text{Im}^2 L_1(\omega)$. В формулах (15)-(20) опущена зависимость гармонических коэффициентов от амплитуды и постоянной составляющей смещения, а также зависимость операторов динамической податливости от частоты ультразвука. Возводя в квадрат и складывая левые и правые части уравнений (15)-(16) с учетом подстановки $k = 2G/a_v$ и пренебрегая малыми диссипативными членами выше второй степени ($\text{Re}^2 L_1(\omega) \gg \text{Im}^2 L_1(\omega)$ и $L_2^2(\omega)\omega^2\gamma^2(m_2, a_2) \ll 1$) получим приближенное выражение для амплитуды относительных колебаний:

$$a_v = -2G \left[\text{Re} L_1(\omega) + \frac{[1 + L_2(\omega)q(m_2, a_2)]L_2(\omega)}{[1 + L_2(\omega)q(m_2, a_2)]^2 + L_2^2(\omega)\omega^2\gamma^2(m_2, a_2)} \right] + P \text{Re} L_1(\omega), \quad (21)$$

Упруго-диссипативное взаимодействие ударника с обрабатываемым изделием будем описывать моделью упругого ограничителя (см. Рис.2б,г) с учетом потерь энергии при ударах в рамках классической стереомеханической теории удара [10]. При этих допущениях гармонические коэффициенты упругого взаимодействия ударной функции (6) имеют вид [8]:

$$g_0(m_2, a_2) = \frac{k_0 a_2}{\pi} (\sqrt{1 - \alpha^2} - \alpha \arccos \alpha), \quad (22)$$

$$q(m_2, a_2) = \frac{k_0}{\pi} (\arccos \alpha - \alpha \sqrt{1 - \alpha^2}), \quad (23)$$

где k_0 - статическая жесткость упругого ограничителя, установленного с зазором или натягом, равным Δ . Здесь $\alpha = (\Delta - m^2)/a_2$. Диссипативную составляющую ударной функции (6) представим в виде [10]:

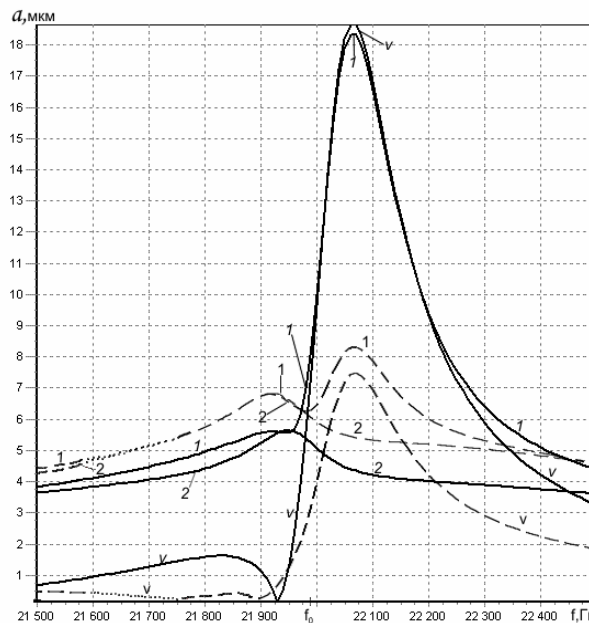


Рис.2. Амплитудно-частотные характеристики волновода и ударника. АЧХ волновода a_1 обозначена цифрой 1, АЧХ ударника a_2 обозначена цифрой 2, АЧХ относительных колебаний a_v обозначена буквой v . Сплошные линии построены для силы прижима $G=100$ Н, штриховые – для $G=200$ Н. Пунктирными линиями обозначены области неустойчивых колебаний.

$$\gamma(m_2, a_2) = 2\pi \frac{1-R}{1+R} \cdot \frac{g_0^2(m_2, a_2)}{M\omega^3 a_2}, \quad (24)$$

где R - коэффициент восстановления скорости ударника при соударении с изделием. Как показано в [11], зависимость гармонического коэффициента жесткости (23) от амплитуды хорошо аппроксимируется выражением:

$$q(m_2, a_2) = \frac{2g_0(m_2, a_2)}{a_2 + g_0(m_2, a_2)/k_0}, \quad (25)$$

Из уравнения (12) с учетом предельного перехода в выражении (7) $\lim_{\omega \rightarrow 0} L_2(\omega) = -\infty$ следует, что постоянные составляющие сил контактного взаимодействия в ударных стыках равны статической силе прижима ультразвукового инструмента к поверхности изделия: $g_0(m_2, a_2) = f_0(m_v, a_v) = G$.

Исключая из уравнений (19) и (20) тригонометрические функции, получим уравнение для определения амплитуды колебаний ударника через динамическую жесткость системы:

$$\frac{P^2}{a^2} = U_2^2 + V_2^2, \quad (26)$$

Подставляя сюда гармонические коэффициенты силового взаимодействия ударника с изделием в виде (24), (25) с подстановкой $g_0(m_2, a_2) = G$, а также гармонический коэффициент жесткости контактного взаимодействия ударника с волноводом $k(m_v, a_v) = 2G/a_v$, где a_v задается уравнением (21), получим алгебраическое уравнение шестой степени для определения амплитуды колебаний ударника a_2 :

$$Ta_2^6 + 2TXa_2^5 + (TX^2 - S)a_2^4 - 2YSa_2^3 + (Z - Y^2S)a_2^2 + 2ZYa_2 + ZY^2 = 0, \quad (27)$$

с зависящими от частоты ультразвука ω коэффициентами:

$$S = P^2 + \frac{4\pi \operatorname{Im} L_1(\omega) G^2}{\omega^2 M (\operatorname{Re}^2 L_1(\omega) + \operatorname{Im}^2 L_1(\omega))} \cdot \frac{1-R}{1+R}, \quad T = \left(\frac{P}{2L_2(\omega)G} \right)^2, \\ X = \frac{G}{k_0} + 2GL_2(\omega), \quad Y = \frac{G}{k_0}, \quad Z = \left(\frac{\pi PG(1-R)}{\omega^2 M (1+R)} \right)^2, \quad (28)$$

Процедура построения резонансных характеристик колебательной системы реализована в компьютерной программе и состоит в следующем. Разбивая резонансный диапазон последовательностью значений частоты ультразвука ω_i , для каждого значения ω_i вычисляем коэффициенты (28) при неизвестной переменной a_2 в уравнении (27) и находим действительные положительные корни этого уравнения. Совокупность полученных решений уравнения (27) представляет собой по сути множество точек ам-

плитудно–частотной характеристики ударника. Полученное для заданной частоты ω_i значение корня a_2 подставляем в выражения (15)-(25) и по формулам:

$$a_n = \frac{P}{\sqrt{U_n^2(\omega) + V_n^2(\omega)}}, \quad \varphi_n = \arctg \frac{V_n(\omega)}{U_n(\omega)}, \quad (n = 1, 2, v), \quad (29)$$

находим соответствующие этой частоте точки амплитудно–частотных и фазочастотных характеристик (АЧХ и ФЧХ) абсолютных и относительных колебаний волновода и ударника. Расчеты проводились со следующими значениями параметров, характерных для ультразвукового инструмента, использованного в [6,12]: $P = 510$ Н, $l = 5.9 \cdot 10^{-2}$ м, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $S = 5 \cdot 10^{-4}$ м², $c = 5.2 \cdot 10^3$ м/с, $\chi = 0.05$, $R = 0.56$, $M = 3 \cdot 10^{-3}$ кг (ударник из закаленной стали диаметром 5 мм, высотой 20 мм с радиусом кривизны рабочей поверхности порядка 20 мм), $k_0 = 8 \cdot 10^7$ Н/м. Оценка статической контактной жесткости k_0 получена на основании аппроксимации закона Герца, хорошо описывающего соударение сферических тел, линейной зависимостью силы контактного взаимодействия от деформации, что справедливо для ударных пар с плотным прилеганием приработанных поверхностей [8]. Дискретность шага расчетов по частоте составляет 10 Гц в резонансной полосе частот шириной 1 кГц с центром на собственной частоте магнитострикционного преобразователя равной $f_0 = 21986$ Гц. На каждом шаге расчета проверялась устойчивость периодических решений с помощью энергетического критерия устойчивости [8], преобразованного к виду:

$$[U_v(\omega) \operatorname{Re} L_1(\omega) - V_v(\omega) \operatorname{Im} L_1(\omega)] > 0, \quad (30)$$

Результаты расчетов представлены на Рис. 2-5, где неустойчивые ветви резонансных характеристик отмечены пунктирными линиями.

В рамках используемой модели [10] можно провести сравнительную оценку эффективности различных режимов ультразвуковой ударной обработки исходя из величины работы деформации, совершаемой ударником под действием силы контактного взаимодействия (6) с гармоническими коэффициентами (22)-(25). Согласно модели ударного взаимодействия Рис.1г, ударник внедряется в поверхность изделия на глубину $a_2 - (\Delta - m_2) = a_2(1 - \alpha)$, вызывая упруго-пластическую деформацию материала в поверхностном слое. Как показано в [11], энергия теряемая ударником в каждом акте соударения пропорциональна величине:

$$A \cong k_0 a_2^2 (1 - \alpha)^2, \quad (31)$$

Параметр α , входящий в (31), вычисляется как корень трансцендентного уравнения (22) для заданного значения $g_0(m_2, a_2) = G$ и найденного из (27) значения a_2 . При расчетах учтем, что для режимов ударной обработки, т.е. с отрывом ударника от поверхности изделия, параметр α изменяется в пределах от -1 до 1 , а величина натяга, создаваемого статической нагрузкой G в стыке ударника с изделием есть $\Delta = -G/k_0$. На Рис.5 представлены зависимости параметров α и A (31) от частоты ультразвука при различных вели-

чинах статической нагрузки. Расчеты показывают, что наибольшая эффективность обработки ультразвуковым инструментом, описанным в [6,12] достигается при $G = 250$ Н, когда работа деформации максимальна и сохраняется устойчивость колебаний ударника на частоте возбуждения ультразвука.

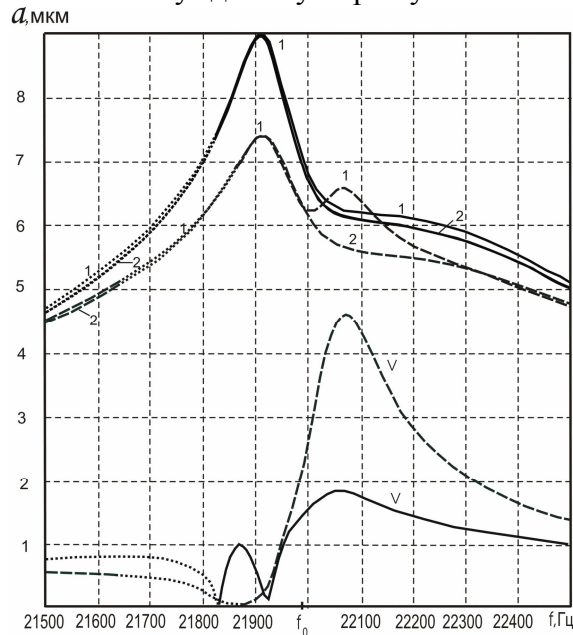


Рис.3. То же что и на Рис.2. Сплошные линии построены для силы прижима $G=250$ Н, штриховые – для $G=230$ Н

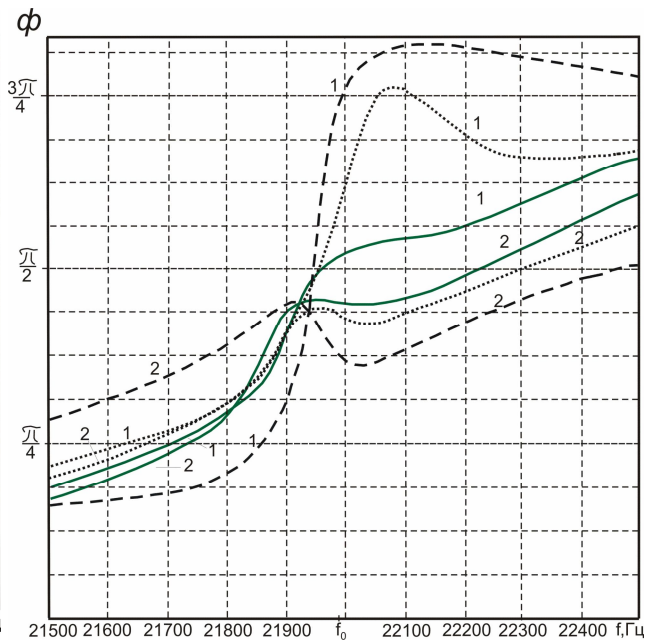


Рис.4. Фазочастотные характеристики волновода (кривые 1) и ударника (кривые 2). Сплошные линии построены для силы прижима $G=250$ Н, пунктирные для $G=200$ Н, штриховые для $G=100$ Н.

Отметим характерные особенности динамики ультразвуковой виброударной системы с подвижным промежуточным ударником, которые вытекают из анализа результатов расчетов:

1. Как видно из графиков амплитудно-частотных характеристик на Рис.2-4, с увеличением статической силы прижима амплитуда колебаний ультразвукового преобразователя довольно быстро уменьшается, а амплитуда колебаний ударника сравнительно медленнее возрастает. Соответственно возрастает работа деформации изделия, совершаемая ударником за счет энергии, получаемой от ультразвукового преобразователя (Рис.5).

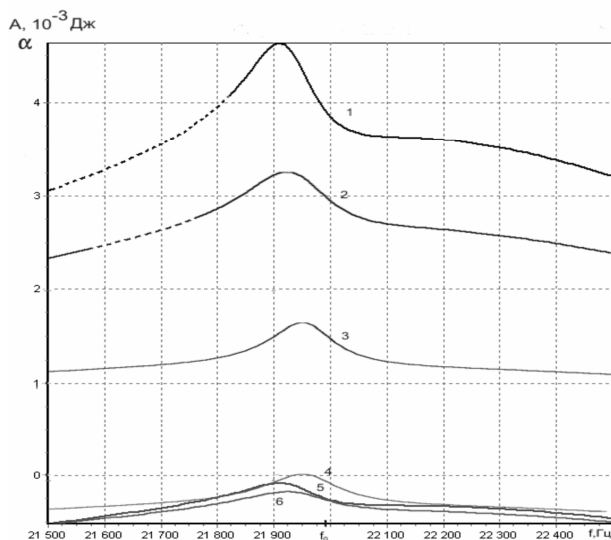


Рис.5. Графики зависимости работы деформации A при ударе (кривые 1,2,3) и параметра α (кривые 4,5,6) от частоты ультразвука. Графики 1 и 5 построены для силы прижима $G = 250$ Н, графики 2 и 6 - для силы прижима $G = 200$ Н, графики 3 и 4 построены для силы прижима $G=100$ Н. Пунктирными линиями обозначены области неустойчивых колебаний.

С увеличением силы прижима АЧХ преобразователя трансформируется из остро резонансной кривой в двугорбую с неустойчивостью в дорезонансной области. При $G \sim 230\text{Н}$ низкочастотный пик двугорбой кривой становится выше высокочастотного, а дальнейшее увеличение силы прижима возвращает АЧХ преобразователя к пикообразной форме с максимумом смещенным в область низких частот (Рис.3). Когда усилие прижима приближается к рассчитанному в [8] пороговому значению $G=P/2=255\text{Н}$, преобразователь и ударник совершают синфазные колебания с равными амплитудами, т.е. их контактирующие поверхности движутся совместно в попутном направлении и стык между ними замыкается (См. Рис.3 и 4 для $G=250\text{Н}$). При усилиях прижима свыше порогового область неустойчивых колебаний охватывает практически весь резонансный диапазон частот, поэтому эффективность обработки резко падает [7].

2. Фазочастотные характеристики Рис. 4 свидетельствуют, что в области частот ниже резонанса торец волновода и ударник совершают синфазные колебания (двигаются в попутном направлении), при этом амплитуда их относительных колебаний a_v мала (см. Рис. 3, 4). По мере увеличения частоты возбуждения и прохождения частоты антирезонанса, определяемой условием $[1 + L_2(q + k)]^2 + (L_2\omega\gamma)^2 = 0$ в уравнении (17), фазовый угол φ_1 резко возрастает, колебательное движение торца волновода относительно ударника приобретает фазовый сдвиг и в момент соударения они двигаются навстречу друг другу.

3. При усилиях прижима ниже порога устойчивости (см. Рис.2 и Рис.3 для $G = 230\text{ Н}$) максимум амплитуды колебаний ударника лежит по частоте на 120-160 Гц ниже пика АЧХ преобразователя. Учитывая тот факт, что максимум работы A , совершаемой ударником (Рис.5) совпадает по частоте с максимумом амплитуды колебаний ударника a_2 (Рис.2,3), можно сделать заключение, что стандартная система автоподстройки частоты, настроенная на поддержание максимума амплитуды ультразвукового преобразователя под нагрузкой, не сможет обеспечить установление наиболее эффективного режима виброобработки.

4. По рисункам 2-4 четко прослеживается независимость резонансной частоты ультразвукового преобразователя от усилия прижима вплоть до порога устойчивости. Кроме того, результаты расчетов по варьированию значений параметров M и k_0 , которые мы здесь не приводим из ограниченности объема статьи, предсказывают слабую зависимость резонансной частоты от массы и геометрии ударника, что отмечено в работе [3]. Эти особенности обнаружены экспериментально в работах [3-5,7], что дало основание авторам сделать заключение о том, что промежуточный ударник служит средством уменьшения технологической нагрузки на ультразвуковой преобразователь с целью обеспечения эффективной, стабильной работы виброударной системы.

В заключение отметим, что полученные результаты позволяют определять оптимальные режимы обработки в зависимости от конструктивных параметров ультразвукового инструмента, технологических условий обработки и механических свойств изделий.

Список литературы:1. Вишняков Я.Д., Пискарев В.Д. Управление остаточными напряжениями в металлах и сплавах. М.: Металлургия, 1989. 254с. 2. Волоховская О.А., Лукин Л.В., Пановко Г.Я. Моделирование процесса снижения остаточных напряжений в зоне сварного стыка при вибрационной обработке // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. №3. с. 72-78. 3. Прокопенко Г.И., Лятун Т.А. Исследование режимов поверхностного упрочнения с помощью ультразвука //Физика и химия обработки материалов. 1977. №3. с.91-95 4. Киселев М.Г., Савицкий С.С. Исследование режимов работы технологической акустической системы с подвижным инструментом // Приборостроение. 1989. № 11. с. 93-98. 5. Бадалян В.Г., Казанцев В.Ф., Статников Е.Ш., Шевцов Е.М. Механизм ультразвуковой

ударной обработки сварных соединений // Машиностроение. 1980. №5. с. 10-19. **6.** Вагапов И.К., Ганиев М.М., Шинкарев А.С. Исследование влияния ультразвуковой ударной обработки на значение и распределение остаточных напряжений в сварной заготовке // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. 2005. №2. с. 56-59. **7.** Артемьев В.В., Клубович В.В., Сакевич В.Н. Ультразвуковые виброударные процессы. Мн.: БНТУ, 2004. 258 с. **8.** Бабицкий В.И. Теория виброударных систем. М., «Наука». 1978. 352 с. **9.** Вагапов И.К., Клубович В.В. Теоретическое и экспериментальное исследование ультразвуковой микроковки // Физика и химия обработки материалов. 1995. №3. с. 100-107. **10.** Асташев В.К., Тресвятский А.Н. Об изгибно-угловых колебаниях виброударной системы с распределенными параметрами. //Машиноведение. 1980. №5. с. 10-19. **11.** Асташев В.К. Нелинейная динамика ультразвуковых технологических машин. Автореферат докт. дисс., М., Институт машиноведения РАН. 2000. с. 34. **12.** Шестаков С.Д., Ганиев М.М. Ультразвуковой виброударный инструмент. Патент РФ №2259912. Бюл. №25, 2005.

Сдано в редакцию 10.05.06

Рекомендовано д.т.н. Бутенко В.И.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Витренко В.А., Воронцов Б.С., Кириченко И.А., Лейба А.В., Пилипенко В.Н.
(ВНУ им. В.Даля, г.Луганск, Украина)

The article investigates profiling of grinding wheels produced from a workpiece of “one-cavity hyperboloid” type. Peculiarities of such instrument production depending on production types has been shown.

Основной задачей проектирования инструмента, основанного на схемах формообразования 3-го класса для финишной обработки зубчатых колес, является определение профиля, как наружной поверхности, так и профиля боковых витков этого инструмента.

Профиль боковой поверхности такого зуба представляет собой кривую линию, описать которую можно при помощи теории зубчатых зацеплений [1]. При определении профиля инструмента теория зацепления рассматривает вопросы получения поверхности зуба при помощи сопряженной поверхности, а на практике образование сопряженной поверхности получается при помощи метода обкатки, причем не поверхностями, а линиями, представляющими собой режущие кромки инструмента.

При определении профиля инструмента исследователи принимают ряд допущений, которые искажают правильный теоретический профиль [2]. В результате получается зацепление цилиндрического зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев с червячным шлифовальным кругом. Поэтому профилирование и изготовление абразивного инструмента должно осуществляться в пространственном станочном зацеплении, что позволяет избежать погрешностей профиля такого инструмента и максимально приблизиться к теоретической форме.

В рассматриваемой работе авторы находят профиль гиперболоидного инструмента для финишной обработки зубчатых колес в пространственном станочном зацеплении. В этом случае необходимо оси шлифовального круга и обрабатываемого зубчатого колеса повернуть под определенным углом, привести в согласованное вращение и дать