

О.И. ДРАЧЕВ, Г.В. ТАРАНЕНКО, В.А. ТАРАНЕНКО, А. СВИЦЬ

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО СВЕРЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ

Приводится модель динамической системы (ДС) вибрационного сверления отверстий и рассматривается алгоритм настройки параметров этой системы. Дается анализ влияния колебаний формообразующей системы на эффективность обработки, а также анализ высокочастотных смещений режущей части инструмента на основе разработанной математической модели и структурной схемы объекта управления с касательным контуром. Определены области устойчивости нелинейной системы и приводится сравнительный анализ полученных экспериментальных и расчетных данных.

Ключевые слова: алгоритм, параметр, вибрационное сверление, модель, колебания, область устойчивости, нестационарная система.

Алгоритм настройки параметров динамической системы вибрационного сверления отверстий. При сверлении глубоких отверстий из-за радиальной составляющей силы резания наблюдается увод оси просверленного отверстия, а также его разбивка в поперечном сечении. При этом точностные параметры и микрорельеф обработанной поверхности по всей длине отверстия определяются формой, амплитудой и частотой колебаний подсистемы инструмента, которая является доминирующей колебательной системой. Стабилизация точностных параметров и параметров качества поверхности обеспечивается настройкой соответствующих параметров колебательной системы. Настройка параметров ДС вибрационного сверления отверстий с использованием автоколебаний (сверление отверстий с использованием волноводного преобразователя (ВП)) [1] может осуществляться по двум каналам: а) управление вылетом инструмента, обеспечивающее изменение жесткостных характеристик инструмента и, следовательно, собственных частот подсистемы инструмента; б) управление скоростью резания, обеспечивающее требуемую амплитуду возникающих крутильно-продольных автоколебаний.

Для повышения эффективности сверления отверстий с использованием ВП необходимо решить следующие задачи. Во-первых, для обеспечения точности обработанного отверстия форма генерируемых колебаний в зоне резания должна быть преимущественно крутильной, поскольку, как показали эксперименты [2], наличие крутильных колебаний инструмента приводит к уменьшению поперечных колебаний; во-вторых, для повышения производительности форма колебаний должна быть продольной, так как в этом случае обеспечивается устойчивое дробление и отвод стружки. Причем параметры этих колебаний (частота и амплитуда) зависят как от режимов обработки (поддачи и скорости), так и от динамических характеристик подсистемы инструмента (жесткости, которая в первую очередь определяется вылетом инструмента). Соотношение продольной и крутильной компонент зависит от частоты возбуждения и собственной

частоты подсистемы инструмента. В случае автоколебательного движения формы колебаний подсистемы являются определенными для каждой собственной частоты. Но появление автоколебательного движения возможно лишь при определенных сочетаниях параметров процесса обработки и ДС.

Цель настройки заключается в обеспечении определенной формы колебаний (соотношения продольной и крутильной составляющих) и их параметров – частоты и амплитуды. Направление колебаний должно совпадать с винтовой линией относительного движения инструмента и заготовки в процессе безвибрационного сверления, шаг которой равен подаче инструмента на оборот детали. Из условия обеспечения колебаний в направлении резания оптимальное соотношение амплитуд определяется выражением $A_x / A_\phi = f_{o.wz} / 2\pi$, где A_x , A_ϕ – амплитуды продольных и крутильных колебаний соответственно; $f_{o.wz}$ – осевая подача инструмента.

Способ настройки заключается в обеспечении постоянства соотношения частоты крутильно-продольных колебаний среднечастотного диапазона и частоты стружкообразования, которая определяется предварительным расчетом. Параметры колебаний задаются характеристиками упругой подсистемы инструмент-волновод (собственной частотой инструмента) и процесса резания.

Ограничивающими факторами при настройке ДС сверления отверстий являются стойкость инструмента и производительность обработки. Критерием согласования частот является минимум статической составляющей – угла закручивания подсистемы инструмент-волновод. Поднастройка может осуществляться в промежутке между выполняемыми переходами, а также в процессе сверления при использовании системы автоматического управления. И в том, и в другом случаях диагностируются параметры возникающих колебаний инструмента при помощи токовихревых бесконтактных датчиков.

Анализ влияния параметров колебаний формообразующей системы на эффективность обработки. Проанализируем влияние продольно-крутильных колебаний на изменение поперечной составляющей силы резания, действующей на режущую часть сверла. Осуществление вибрационной обработки при отсутствии внешних источников вибраций возможно за счет устойчивого генерирования автоколебаний с заданной амплитудой, обеспечивающей сохранение стойкости инструмента. Для этого необходимо знать совокупность параметров обработки, при которых наблюдается автоколебательный режим работы ДС.

Для первого приближения используется линейная модель системы, что соответствует колебаниям без отрыва сверла от зоны резания. Анализ проводим только для одного направления без учета крутильного контура, поскольку с использованием ВП возбуждение продольных автоколебаний взаимно связано с возбуждением крутильных колебаний, а построение областей устойчивости для многопараметрической системы будет существенно затруднено. Исследование устойчивости позволяет определить такие предельные сочетания параметров процесса резания – скорости резания, подачи и параметров системы (жесткость и масса), при которых в системе возникают автоколебания. В дальнейшем анализ устойчивости целесообразно проводить с учетом резания “по следу” [3] и отрыва инструмента от поверхности резания, поскольку

продольная компонента колебаний, особенно для целей стружкодробления, может превышать величину подачи (прерывистое резание).

Рассмотрим ДС как одномассовую (рис.1), поскольку колебания преимущественно определяются упругими свойствами подсистемы инструмента с ВП. Представим силу резания в виде

$$F_p(t) = F_{st} + F \sin \omega t, \quad (1)$$

где F_{st} - статическая составляющая силы резания, H ; F - амплитуда переменной силы резания, H ; ω - круговая частота колебаний сверла в радиальном направлении, $рад/с$.

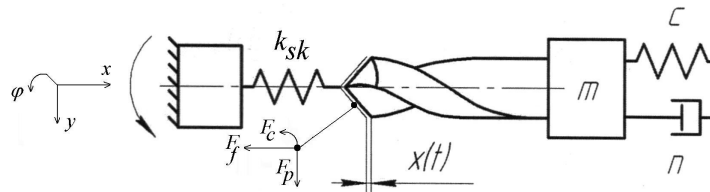


Рис. 1. Одномассовая динамическая модель процесса сверления

Для сил резания, действующих в поперечном направлении, можно записать следующее уравнение движения:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \beta \frac{dy}{dt} + ky = F_{st} + F \sin \omega t, \quad \text{где } m, \beta, k -$$

соответственно масса, коэффициент вязкого демпфирования, коэффициент жесткости технологической системы в радиальном направлении; y - радиальное смещение.

Расчетная схема рассматриваемой системы приведена на рис.1, где m - приведенная масса сверлильной головки; C - жесткость сверлильной головки в осевом направлении; n - коэффициент демпфирования осевых колебаний; k_{sk} - коэффициент жесткости резания; x - осевое отклонение сверла от положения равновесия; $F_f(t)$ - отклонение осевой силы резания от среднего значения.

Проанализируем влияние колебаний на смещение инструмента в поперечном направлении. Перемещение y определяется из выражения

$$y = \frac{F_{st}}{k} + \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + 4\nu^2 (\omega^2 / \omega_n^2)}} \sin(\omega t - \varphi), \quad \text{где } \operatorname{tg} \varphi = \frac{2\nu(\omega^2 / \omega_n^2)}{1 - (\omega^2 / \omega_n^2)}, \quad \omega_n - \text{круговая}$$

частота собственных колебаний инструмента в радиальном направлении, $рад/с$; $\nu = \beta / \beta_k$, β_k - критический коэффициент вязкого демпфирования; φ - фазовый угол между силой резания и смещением y .

При $\omega / \omega_n \gg 1$ вторым слагаемым в выражении (1) можно пренебречь, и останется только первое слагаемое: $y = F_p / k$. Таким образом, перемещение сверла будет чисто статическим, а его динамические перемещения прекратятся. В случае, когда амплитуда продольных колебаний больше половины величины подачи $A > f_{wz} / 2$, на заготовку действуют импульсные силы сжатия. В случае $A < f_{wz} / 2$ постоянная статическая нагрузка сжимает заготовку и сверло, на которое наложена изменяющаяся по гармоническому закону нагрузка. В момент врезания в обоих случаях силы являются

импульсными. Пусть действующая на сверло радиальная сила резания изменяется по импульсному закону:

$$F_p(t) = \frac{t_s F_{st}}{T} + \frac{2}{\pi} F \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \sin\left(\frac{t_s}{T} n \pi\right) \cos n \omega t,$$

где T - период колебаний; t_s - продолжительность силового импульса.

Если сила резания изменяется по такому закону и удовлетворяется условие $\omega / \omega_n \gg 1$, то перемещение по оси y можно представить в виде $y = t_s F_{st} / Tk$.

Следовательно, фиктивный коэффициент жесткости в T/t_s раз (в среднем 3...10 раз) больше, чем при обработке по традиционной технологии, то есть можно рассматривать это как фиктивное повышение жесткости инструмента. В результате обеспечивается меньший увод инструмента и разбивка отверстия [4].

На процесс резания влияет соотношение собственных частот и частот стружкообразования. При сдвиге элементов стружки происходят релаксационные колебания элементов ДС. Так как интенсивность этих процессов небольшая, то данные колебания не могут существенно сказаться на механизме стружкообразования, силе резания. Но при близости собственных частот к ним (в том числе высших гармоник) может произойти эффект самосинхронизации автоколебаний и процесса стружкообразования с интенсификацией сдвиговых процессов, уменьшением силы резания и повышением точности. Если вводить ДС в антирезонанс, то есть максимально отстраивать собственные частоты от частот стружкообразования, то стойкость инструмента будет максимальной.

В основном, автоколебания происходят с периодическим изменением амплитуды, и, следовательно, они схожи по форме с формой биений из-за наложения внешних периодических сил, кратных частоте вращения заготовки.

Главную окружную силу резания F_C при условии, что рассматривается установившийся процесс обработки, минуя моменты входа и выхода инструмента из зоны обработки, можно представить во времени следующим образом:

$$F_C(t) = F_{Cst} + F_{cS}(t), \quad (2)$$

где F_{Cst} - статическая сила, определяемая теоретически, исходя из геометрии инструмента; $F_{cS}(t)$ - приращение во времени амплитуды статической силы, стохастическая нестационарная величина, зависящая от многих факторов, в том числе от изменения приращения толщины срезаемого (деформируемого) материала с течением времени.

Значение приращения амплитуды статической силы резания $F_{cS}(t)$ можно представить как функцию ψ от изменения приращения толщины срезаемого (деформируемого) материала с течением времени:

$$F_{cS}(t) = \psi \left[e \sin\left(\frac{2\pi n_w}{60} t\right) - y(t - \tau) + y(t - \tau - T_0) \right], \quad \text{где } e - \text{ несимметричность заточки}$$

инструмента, m ; n_w - частота вращения шпинделя, мин^{-1} (в реальных условиях привод вращения заготовки обладает достаточным запасом мощности и крутильной жесткостью, что позволяет считать частоту вращения шпинделя постоянной); y - изменение во

времени приращения толщины срезаемого материала по оси Y , m ; τ - отставание по времени силы от изменения толщины срезаемого (деформируемого) материала, происходящее из-за инерционности процесса резания, c ; T_0 - время одного оборота детали, учитывающее запаздывание при работе "по следу" и равное $60/(n_w \cdot z)$; z - число режущих кромок при постоянном их шаге, для сверления $z = 2$, c .

В условиях, близких к идеальным (постоянная толщина срезаемого материала и отсутствие погрешности заточки), $F_{cS}(t)$ точно описывается выражением

$$F_{cst}(t) = dF_{cst} \cdot \sin(2\pi f_s t), \quad (3)$$

где d - доля статической силы резания, приходящаяся на ее стохастическое изменение во времени; f_s - частота, соответствующая частоте периодических сдвиговых процессов при стружкообразовании, $Гц$.

Один период включает два временных интервала: на первом происходит возрастание нагрузки, при которой деформация обрабатываемого материала в зоне резания носит упругий характер, на втором - ее уменьшение в связи с разрушением обрабатываемого материала, когда происходит пластическая деформация сдвига. Интервал времени, соответствующий пластическому сдвигу, составляет примерно половину периода. Подставляя выражение (3) в (2), получим

$$F_c(t) = F_c [1 + d \sin(2\pi f_s t)].$$

При анализе последнего выражения становится очевидным, что $F_c(t)$ будет средней величиной силы обработки. При лезвийной обработке изменение силы от минимального значения до максимального будет характеризовать упругую деформацию, а от максимального значения до минимального - пластическую деформацию.

Таким образом, даже при идеальных условиях обработки автоколебания всегда будут иметь место. Они отсутствуют только при условии $F_c(t) = const$, которое физически неосуществимо. Поэтому применительно к автоколебаниям нельзя говорить об их нивелировании, можно лишь управлять амплитудой и частотой колебаний, изменяя условия обработки. В реальных же условиях изменение во времени приращения толщины срезаемого материала в каждый конкретный момент времени различно, и это обуславливает изменение амплитуды и частоты силы, следовательно, амплитуды и частоты вибраций в широком диапазоне.

Автоколебания существенно влияют на формирование погрешности формы обрабатываемой детали, параметры шероховатости и волнистости, а также износ инструмента. Шаг вибрационной волны, оставленной на поверхности детали в поперечном направлении, равен $L_v = 1000v_c / (60f_w)$, где v_c - скорость резания, $м/мин$; f_w - частота вибраций (автоколебаний) инструмента, $Гц$.

Шаг вибрационной волны в продольном направлении $L_{f_{wz}}$ теоретически равен продольной подаче на один оборот детали. Высота вибрационных волн зависит от амплитуды колебаний инструмента. Частоту вибраций инструмента f_w необходимо определить по нормали к обрабатываемой поверхности, так как именно в этом

направлении относительное смещение инструмента и обрабатываемой детали приводит к возникновению погрешностей формы деталей.

Для сверления справедливы следующие формулировки:

- при низких скоростях обработки и высоких частотах вибраций колебания инструмента влияют на профиль микронеровностей поверхности;
- при средних скоростях обработки и средних частотах вибраций колебания инструмента приводят к возникновению волнистости;
- при высоких скоростях обработки и низких частотах вибраций колебания инструмента приводят к возникновению погрешностей формы детали;
- при совпадении значений частот вращения заготовки и автоколебаний инструмента погрешности формы детали не возникнут, зато поверхность получится эксцентричной по отношению к оси технологической базы;
- если частота автоколебаний инструмента в 2 раза больше частоты вращения заготовки, возникает овальность в поперечном сечении детали, если в 3 раза больше – возникает огранка с трехвершинным профилем и т. д. При этом дробная часть отношения частот вращения заготовки и автоколебаний инструмента будет характеризовать наклон волн относительно оси детали.

Определив частоту колебаний инструмента при обработке, можно однозначно сказать, возникает ли волнистость или погрешность формы детали, то есть частоту автоколебаний можно использовать для контроля и как критерий управления при создании систем адаптивного управления, поскольку, управляя частотой и амплитудой автоколебаний, управляем получаемыми параметрами качества обрабатываемой детали.

Значения среднего арифметического отклонения профилей шероховатости и волнистости с увеличением частоты автоколебаний инструмента при постоянной их амплитуде будут уменьшаться, а с увеличением амплитуды автоколебаний инструмента при их постоянной частоте – увеличиваться при прочих одинаковых условиях обработки. Увеличение частоты колебаний инструмента, с одной стороны, приводит к уменьшению погрешностей формы детали, с другой стороны – высокие частоты колебаний инструмента способствуют его интенсивному разрушению (изнашиванию), так как увеличивается число микроударов инструмента о поверхность детали в единицу времени при переменной нагрузке (силе резания).

Автоколебания до определенных значений амплитуд способствуют пластической деформации обрабатываемого материала, уменьшению коэффициента трения материала по поверхности инструмента и, следовательно, снижению нагрузки при обработке и увеличению стойкости инструмента. Дальнейшее увеличение амплитуды автоколебаний приводит к усталостному разрушению рабочей части инструмента. Следовательно, зависимость стойкости инструмента от амплитуды колебаний (при фиксированной частоте) носит экстремальный характер и экстремум этой зависимости соответствует наименьшему износу инструмента (наибольшей стойкости).

Таким образом, необходимо определить оптимальную частоту и амплитуду колебаний инструмента для обеспечения заданных параметров качества обработанной детали при наименьшем износе инструмента. Изменение амплитуды колебаний инструмента в большей степени влияет на стойкость инструмента, среднее

арифметическое отклонение профилей шероховатости и волнистости, чем изменение частоты колебаний. Зависимости среднего арифметического отклонения профилей шероховатости и волнистости от амплитуды и частоты колебаний инструмента носят почти линейный характер.

Износ инструмента можно оценить по вибросигналу, поступающему из зоны обработки (с пьезокерамических акселерометров, установленных на ВП). Автоколебания во времени изменяют свою частоту и амплитуду, что, помимо факторов, указанных выше, связано еще и с износом инструмента. Следовательно, для оценки износа инструмента необходимо определить соответствующий диапазон частоты автоколебаний.

Трем стадиям износа инструмента будут соответствовать три различные полосы частоты вибросигнала. При приработке инструмента износ будет влиять на параметры шероховатости. Следовательно, первую стадию износа необходимо определять по вибрациям высокой частоты. На стадии нормального изнашивания износ инструмента будет влиять уже не только на шероховатость, но и на волнистость поверхности, следовательно, вторую стадию износа необходимо определять по вибрациям средней и, дополнительно, высокой частот. При приближении к стадии катастрофического изнашивания износ инструмента будет влиять на погрешности формы детали, следовательно, износ в этом случае необходимо определять по низкочастотным вибрациям. Таким образом, автоколебания отражают состояние ДС и по параметрам вибросигнала можно судить о получаемых параметрах шероховатости и волнистости.

Анализ высокочастотных смещений режущей части инструмента. В общем случае сила резания выражается в векторной форме:

$$\bar{F} + (T_{sk})F' = (k_{sk})\Delta\bar{r} + (h_{sk})\Delta\bar{r}',$$

где $\bar{F} = \bar{F}_f + \bar{F}_p + \bar{F}_c$; $\Delta\bar{r} = \bar{a} + \bar{b} + \bar{c}$ - вектор функции силы резания и смещений соответственно; (T_{sk}) - матрица постоянных времени стружкообразования; (k_{sk}) - матрица коэффициентов резания; (h_{sk}) - матрица коэффициентов демпфирования.

Постоянные времени резания в диапазоне скоростей 50...100 м/мин находятся в соотношении $T_{Fc} < T_{Fp}$ [3,5]. Если принять допущения, что постоянные времени демпфирования по разным координатам равны друг другу, пропорциональны соответствующим коэффициентам резания и толщина срезаемого слоя на порядок меньше его ширины, то обобщенная характеристика силы резания будет иметь вид

$$F + T_{sk}F' = k_{sk}\omega + h_{sk}\omega' + h'_{Fc}.$$

Высокочастотная переменная составляющая силы резания обусловлена автоколебаниями в продольно-крутильном направлении, что соответствует среднечастотной области колебаний, и ей должна быть кратна частота сдвиговых процессов зоны стружкообразования (определенному числу циклов колебаний инструмента соответствует ступенька сдвига на обратной стороне стружки). Колебательная скорость определяется силами трения, которые являются функцией стационарной скорости резания. В условиях управления скоростью резания отклонение от средней скорости незначительное, а так как обработка ведется в диапазоне падающей

ветви (без экстремумов и перегибов) зависимости силы резания от скорости, то принимает линейную зависимость силы от скорости.

Взаимосвязь поперечных и комплексных колебаний инструмента при сверлении в соответствии с рекомендациями [6] можно анализировать, оставляя для упрощения только крутильную компоненту. В данном случае система нелинейных уравнений, описывающих поведение системы при запаздывании силы от смещений, имеет вид

$$\begin{cases} T_{1Y}^2 \ddot{y} + T_{2Y} \dot{y} + y = Q, & T_{3Z}^2 \ddot{\phi} + T_{4Z} \dot{\phi} + \phi = F_c, \\ T_{F_c} F_c + F = k_y y - h_{Z1} \dot{\phi}, & T_{F_p} \dot{Q} + Q = -h_Y \dot{y} - h_{Z2} \dot{\phi} + F_c, \end{cases}$$

где h_Y, h_{Z1}, h_{Z2} - коэффициенты демпфирования; T_{FY}, T_{FZ} - постоянные времени запаздывания по соответствующим координатам; Q - нормальная сила трения.

Отсюда можно получить следующие выражения передаточных функций:

$$\begin{aligned} G_1(s) &= y(s)/Q(s) = 1/(T_{1Y}^2 s^2 + T_{2Y} s + 1), & G_2(s) &= \varphi(s)/F_c(s) = 1/(T_{3Z}^2 s^2 + T_{4Z} s + 1), \\ G_3(s) &= F_c(s)/y(s) = k_y/(T_{FZ} s + 1), & G_4(s) &= F_c(s)/\varphi(s) = h_{Z1} s/(T_{FZ} s + 1), \\ G_5(s) &= Q(s)/F_c(s) = 1/(T_{FY} s + 1), & G_6(s) &= Q(s)/y(s) = h_Y s/(T_{FY} s + 1), \\ G_7(s) &= Q(s)/\varphi(s) = h_{Z2} s/(T_{FY} s + 1) \end{aligned} \quad (4)$$

и структурную схему (рис.2).

На основании передаточных функций (4) и структурной схемы (рис.2) были получены АФЧХ (рис.3). При малых возмущениях касательные колебания пренебрежимо мало влияют на толщину среза, не вызывая непосредственно запаздывания и изменения сил резания и трения. Контур крутильных колебаний, не раскачивая систему, поглощает энергию при возмущении силы F_c . Поскольку, как отмечалось выше, постоянная времени стружкообразования для F_c меньше, чем для F_p , то колебания будут рассеиваться в касательном контуре без поперечных смещений инструмента. В связи с этим следует, что, по сравнению с амплитудой нормальных смещений y , увеличение амплитуды комплексных смещений выгодно, так как это способствует уменьшению энергии колебаний контура y и повышает виброустойчивость системы.

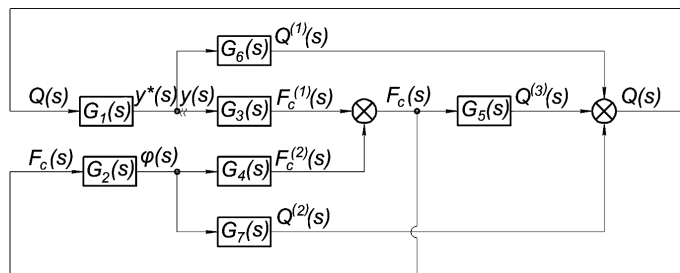


Рис. 2. Структурная схема одномассовой системы с касательным контуром, \approx - точка условного разрыва контура

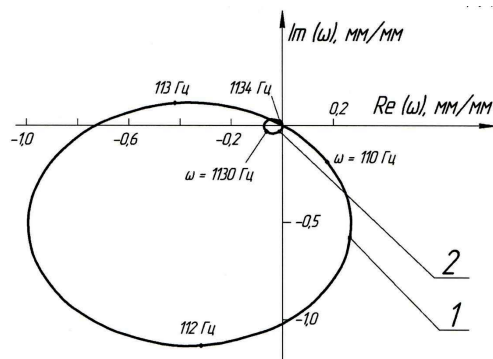


Рис. 3. АФЧХ системы для передаточной функции $G(s) = y^*(s)/y(s)$: 1 – без касательного контура, 2 – с касательным контуром

Анализ динамической системы вибрационного сверления как нестационарной системы. Рассматривается методика определения динамической характеристики резания при сверлении и дается анализ устойчивости подсистемы “процесс резания – сверлильная головка”. Для первого приближения используется линейная модель системы, что соответствует колебаниям без отрыва сверла от зоны резания. Расчетная схема такой системы приведена на рис.1. Система уравнений, описывающих зависимость силы резания от колебаний и продольных смещений от силы резания, на основании замкнутости системы имеет вид $m \frac{d^2x}{dt^2} + n \frac{dx}{dt} + Cx = F_f(t)$, $T_{sk} \frac{dF_f(t)}{dt} + F_f(t) = -k_{sk}x$, где $k_{sk} = a_p k$ – жесткость резания; $k = \sigma_0 \xi$ – удельная сила резания; σ_0 – предел прочности; $T_{sk} = a \xi m / (n v_c)$ – постоянная времени стружкообразования; ξ – коэффициент усадки стружки; $a_p = f_{wz} \sin \kappa$ – толщина срезаемого слоя.

Передаточные функции упругой системы и процесса резания будут соответственно $G_1(s) = x(s)/F_f(s) = 1/(ms^2 + ns + C)$, $G_2(s) = F_f(s)/x(s) = k_{sk}/(T_{sk} \cdot s + 1)$.

Динамическая система считается устойчивой, если корни знаменателя передаточной функции будут находиться в левой полуплоскости s , в которой вещественная часть отрицательна. Таким образом, подвергнуты анализу корни полинома:

$$(m \cdot s^2 + n \cdot s + C)(T_{sk} \cdot s + 1) = T_{sk} \cdot m \cdot s + (T_{sk} \cdot n + m) \cdot s^2 + (T_{sk} \cdot C + n) \cdot s + C + k_{sk} \cdot$$

Для анализа корней полинома воспользуемся критерием Гурвица и введем дополнительные обозначения [2]:

$$T_{sk} m = A_0, T_{sk} n + m = A_1, T_{sk} C + n = A_2, C + k_{sk} = A_3.$$

Все корни полинома будут в левой полуплоскости при соблюдении условия

$$A_1 A_2 - A_0 A_3 > 0. \quad (5)$$

Из условия (5) находим уравнение границы устойчивости:

$$T_{sk} = \left(-(n - mk_{sk}) \pm \sqrt{(n - mk_{sk})^2 - 4mn^2C} \right) / (2nC).$$

Данное уравнение выражает связь между режимами резания и параметрами системы на границе устойчивости.

Определение устойчивости нелинейной системы. Для систем с трансцендентными звеньями условия устойчивости замкнутых систем записываются в виде [6]

$$H(\omega) = 1, \quad \theta(\omega) = -57,3\tau\omega - 2\pi\nu, \quad (6)$$

где $H(\omega)$ - амплитудно-частотная характеристика; $\theta(\omega)$ - фазочастотная характеристика; ν принимает численное значение в зависимости от величины периода трансцендентной функции.

Из первого уравнения (6) определяется частота, при которой характеристика $G(j\omega)$ пересекает окружность с радиусом, равным единице (на частоте среза $\omega_{sr} = \omega_{kr}$). Из второго уравнения (6) находится значение времени τ , разделяющее плоскость на области устойчивости и неустойчивости по этому параметру (τ_{kr}):

$$\tau_{kr} = \theta(\omega_{kr}) / \omega_{kr} + 2\pi\nu / \omega_{kr}.$$

Для звена чистого запаздывания период функции будет равен 2π , и ν примет значения неотрицательных натуральных чисел 0, 1, 2... . Если устойчивость нелинейных систем анализируется методом гармонической линеаризации, предварительно проверяется свойство обобщенного фильтра для линейной части:

$$|G_L(jk\omega)| \ll |G_L(j\omega)|, \quad \text{где } k = 2, 3, \dots$$

Нелинейная система приводится к виду, при котором условие устойчивости записывается как $L(j\omega) = 1 + G(j\omega)J(A) = 0$, откуда $L(j\omega, A) = X(\omega, A) + jY(\omega, A)$.

Из представленных на рис.4а и б зависимостей следует, что теоретические и экспериментальные границы устойчивости соответствуют друг другу. Тот факт, что частоты, доминирующие при обработке, соответствуют собственным частотам крутильных колебаний, которые отсутствуют при изгибных, виден из спектрограмм затухающих колебаний по соответствующим координатам (рис. 5а и б).

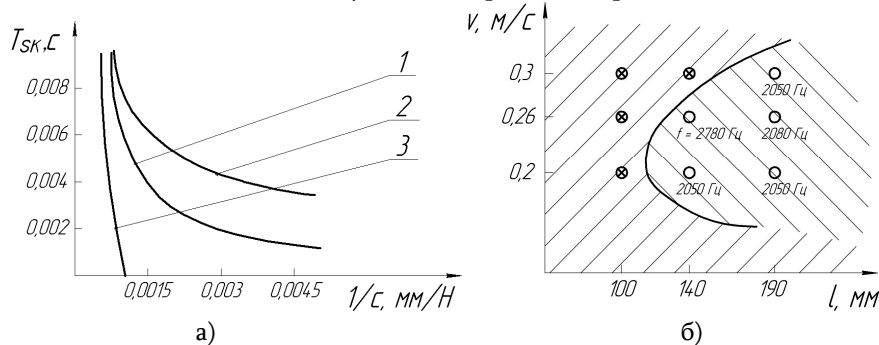
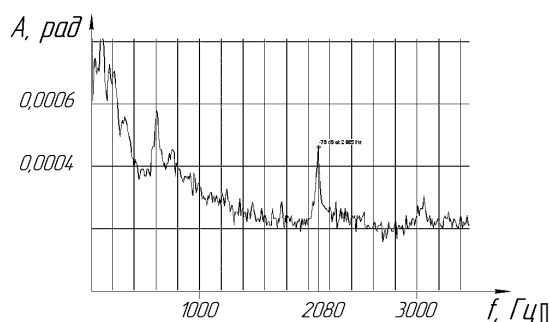


Рис. 4. Границы областей устойчивости:

- а- для ДС "сверлильная головка – заготовка": 1 – для линейной системы, 2 – для системы с запаздыванием, 3 – для системы с прерывистым резанием; б- область устойчивости, полученная экспериментально: \otimes - не наблюдалось крутильных автоколебаний, \circ - наблюдались интенсивные крутильные автоколебания, \blacksquare - экспериментальная граница устойчивости

Из-за изменения параметров резания и технологической системы обработка протекает с переменными динамическими характеристиками (частотой и амплитудой колебаний). Это приводит к изменяющимся по длине обработки параметрам поверхности (волнистости, шероховатости) и увеличению отклонений геометрической формы от цилиндричности, круглости.



а)

б)

Рис. 5. Спектрограммы: а-затухающих крутильных колебаний; б-затухающих изгибных колебаний

На основе анализа математических моделей динамической системы сверления были определены области устойчивости в зависимости от технологических и конструктивных факторов (режимов резания, жесткости и демпфирования).

Заключение. Разработана математическая модель технологической системы для сверления отверстий с учетом резания по следу и прерывистости процесса обработки. Выполнен анализ влияния крутильных колебаний инструментальной подсистемы и их параметров на поперечные смещения и точность обработки; выявлено, что при наличии крутильных колебаний амплитуда поперечных колебаний снижается в 12...15 раз. Теоретически определены области существования устойчивых колебаний инструментальной подсистемы с помощью анализа на устойчивость упрощенной модели технологической системы по критерию Гурвица.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Zubrzycki J., Drachov O., Taranenko V., Taranenko G.** The device to processing of the deep holes// Acta Mechanica Slovaca: Journal published by Faculty of Mechanical Engineering, the Technical University in Kosice.- Kosice, 2-A/2008, Ročník 12.
2. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание: Пер. с япон. С. Л. Масленникова / Под ред. И.И. Портнова. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
3. **Кудинов В. А.** Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
4. **Taranenko G., Taranenko V., Szabelski J., Swic A.** Systemic analysis of models of dynamic systems of shaft machining in elastic-deformable condition // Applied Computer Science. Business Process Optimization / Technical University of Žilina. - Slovenska Republika. -2007. – V. 3, No 2. - S. 115 – 138.

5. **Эльясберг М. Е.** Основы теории автоколебаний при резании металлов // Станки и инструмент. – 1962. - №10. – С. 3 – 8; №11. – С. 3 – 6.
6. **Бессекерский В.Г.** Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 768 с.

Тольяттинский технический университет, Севастопольский национальный технический университет, Люблинский технический университет. Материал поступил в редакцию 11.01.2008

Օ.Ի. ԴՐԱՉԵՎ, Գ.Վ.ՏԱՐԱՆԵՆԿՈ, Վ.Ա. ՏԱՐԱՆԵՆԿՈ, Ա.ՍՎԻՑ

ԹՈՒԹՐԱԳԱՅԼԻԿՈՆՄԱՍԲ ԱՆՑՔԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄ

Բերված է անցքերի թրթռագայլիկոնմանը դինամիկական համակարգի մոդելը, վերջինիս պարամետրերի լարման ալգորիթմը և մշակման արդյունավետության վրա համակարգի տատանումների ազդեցության վերլուծությունը: Մշակված մաթեմատիկական մոդելի և շոշափող կոնտուրով օբյեկտի կառավարման կառուցվածքային սխեմայի հիման վրա ներկայացված է գործիքի կտրող մասի բարձր հաճախության շեղումների վերլուծությունը: Որոշված է ոչ գծային համակարգի կայունության տիրույթը, ներկայացված է փորձարարական ու հաշվարկային տվյալների համեմատական վերլուծությունը:

Ստանցքային բառեր. ալգորիթմ, պարամետր, թրթռագայլիկոնում, տատանումների մոդել, կայունության տիրույթ, ոչ ստացիոնար համակարգ:

O.I. DRACHOV, G.V. TARANENKO, W.A. TARANENKO, A. SWIC

SUBSTANTIATION OF DYNAMIC SYSTEM PARAMETERS CHOICE OF APERTURE VIBRATING DRILLING

The model of apertures vibrating drilling dynamic system, algorithm of this system parameter adjustment and the analysis of fluctuations influence on efficiency are shown. The analysis of high-frequency displacement of a cutting part of the tool on the basis of the developed mathematical model and the block diagram of management object with a tangent contour is presented. Areas of nonlinear stability system are defined and the comparative analysis of the experimental and settlement data obtained are carried out.

Keywords: algorithm, parameter, vibrating drilling, model, fluctuations, stability area, non-stationary system.