

О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ОСЕВОГО ИНСТРУМЕНТА**Татьянченко А.Г., Сергеечев З.С.***(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)***Введение**

Операции чистовой обработки отверстий осевым инструментом являются одними из наименее производительных операций механической обработки. Так, рекомендуемые скорости резания при чистовом развертывании составляют $2 \div 4$ м/мин, в то время как для скоростного точения они достигают нескольких сотен метров в минуту. Использование таких режимов не только снижает производительность обработки отверстий, но и является серьезным препятствием в работе различных систем автоматизированного производства – обрабатывающих центров и гибких автоматизированных линий, для которых оптимальным является одинаковое машинное время для всех операций. Поскольку в настоящее время по качеству чистовой обработки отверстий эквивалентной альтернативы для осевого лезвийного инструмента не существует, необходимо искать новые перспективные возможности повышения производительности таких операций без снижения качества отверстий.

Основным препятствием повышению скоростей резания для чистовых операций обработки отверстий являются различные динамические процессы в зоне резания. К ним относятся, в первую очередь, резонансные динамические процессы, связанные с параметрическими и автоколебаниями осевого инструмента и вынужденные колебания осевого инструмента вследствие нарастания различных периодических внешних нагрузок. Поэтому, для устранения негативного влияния динамических процессов на точность чистовой обработки отверстий необходимо, прежде всего, исследовать причину появления и характер развития этих процессов и определить механизм их воздействия на процесс резания.

Основное содержание работы

В значительной степени характер колебаний при чистовой обработке отверстий определяется динамическими характеристиками осевого инструмента, который представляет собой упругий одноосный элемент с постоянным и переменным поперечным сечением. Анализ схем и условий работы осевого инструмента показывает, что для операций чистовой обработки отверстий, условия контакта одномерного инструмента с деталью в зоне резания можно представить в виде шарнира (для осевого инструмента с короткими калибрующими ленточками) или жесткого защемления (для осевого инструмента с длинными калибрующими ленточками). Условия закрепления хвостовика инструмента также можно представить в виде шарнира (для плавающего патрона, характерного для операций развертывания) и жесткой заделки (для жесткого патрона, характерного для операций зенкерования). Таким образом, для динамических расчетов одномерный осевой инструмент для чистовых операций представляет собой весомую однопролетную двухопорную балку со следующими возможными вариантами закрепления на неподвижных или упругоподатливых опорах: «шарнир - шарнир», «шарнир - жесткая заделка» или «жесткая заделка - жесткая заделка» (рис.1). Такие системы

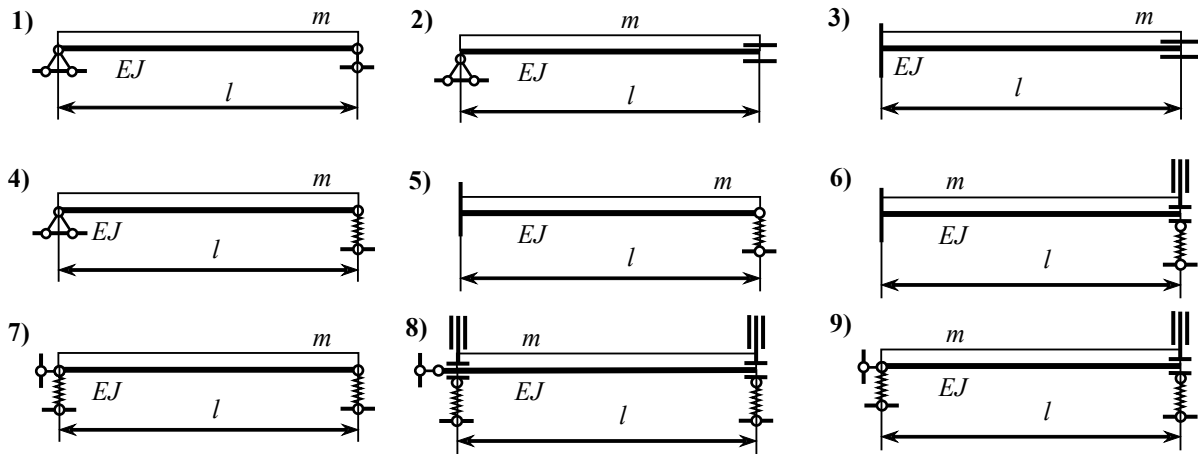


Рис.1. Характерные условные схемы закрепления концов одномерного осевого инструмента для динамических расчетов

обычно рассчитываются на основе математического аппарата расчета динамических систем с бесконечным числом степеней свободы [1].

Причинами возникновения динамических процессов в осевом инструменте могут быть различные внешние динамические воздействия, связанные с работой всей системы СПИД. Не рассматривая особенности работы оборудования, рассмотрим лишь динамические процессы, возникающие вследствие резания материала. Очевидно, что все они, так или иначе, связаны с параметрами режимов резания и, в первую очередь, их динамическими, то есть переменными во времени, составляющими. Поскольку все три составляющих силы резания в соответствии с принятыми расчетными схемами будут действовать на одной из опор, вынужденные колебания инструмента могут возникать только в случае, если эта опора упруго-податливая (схемы 4-9 на рис.1). Для схем с неподвижными опорами (схемы 1-3 на рис.1) внешнее динамическое воздействие может оказывать лишь осевая составляющая силы резания P_0 , линия действия которой совпадает с продольной осью инструмента. Но эта составляющая не может оказывать влияния на поперечные колебания инструмента, определяющие в конечном итоге точность обработки отверстия. Однако, оказывается, что периодически изменяющаяся осевая сила может оказывать влияние на поперечные колебания инструмента вследствие возможных параметрических колебаний, которые могут привести к потере динамической устойчивости инструмента [2].

Рассмотрим особенности проявления и развития этих колебаний на основе динамической схемы весомого стержня с погонной массой m и с шарнирным закреплением концов инструмента на неподвижных опорах (рис.2). Известно, что если под действием статической нагрузки определенного вида возможна потеря статической устойчивости,

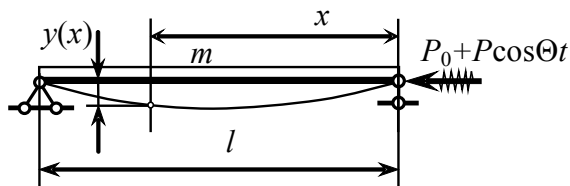


Рис.2. Расчетная схема осевого инструмента

то под действием вибрационной нагрузки того же вида возможна потеря динамической устойчивости [2]. Подобная нагрузка называется параметрической, а результатом ее действия может быть потеря динамической устойчивости или параметрический резонанс. Применительно к осевому инструменту нагрузкой, способной вызвать потерю устойчивости является осевая со-

ставляющая силы резания P_0 , а, следовательно, ее периодическая составляющая $P(t)$ может привести к потере динамической устойчивости. Параметрической такая нагрузка будет по отношению к поперечным деформациям инструмента.

При определении параметров расчетной схемы (рис.2) предположим, что инструмент имеет постоянное поперечное сечение, а, следовательно постоянную погонную массу m , а его изгибная жесткость C относительно любой центральной оси поперечного сечения постоянна и определяется согласно [3] зависимостью

$$C = E \cdot J = \frac{2 \cdot E \cdot J_y \cdot J_z}{(J_y + J_z)},$$

где E – модуль упругости материала инструмента, J_y и J_z – главные жесткости.

Предположим, что в процессе обработки вследствие каких-то причин осевая составляющая силы резания P_0 получила динамическое приращение $P(t) = P \cdot \cos \theta t$, где θ – частота периодических колебаний. Тогда, с учетом сил инерции, возникающих при колебаниях весомого стержня с погонной массой m , дифференциальное уравнение поперечных колебаний осевого инструмента примет вид

$$C \frac{\partial^4 y}{\partial x^2} + (P_0 + P \cdot \cos \theta t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

Обозначим частные производные в (1) как

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = y^{\text{II}}, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \ddot{y}, \quad \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = y^{\text{IV}}.$$

Тогда выражение (1) примет вид

$$C y^{\text{IV}} + (P_0 + P \cdot \cos \theta t) y^{\text{II}} + m \ddot{y} = 0. \quad (2)$$

Решение дифференциального уравнения в частных производных вида (2) известно в форме

$$y(x, t) = f_k(x) \sin \frac{k\pi x}{l}. \quad (3)$$

После подстановки решения (3), уравнение (2) можно представить в виде

$$f_k^{\text{II}} + \omega_k^2 \cdot \left(1 - \frac{P_0 + P \cdot \cos \theta t}{P_k} \right) \cdot f_k = 0, \quad (4)$$

где $\omega_k = \frac{k^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{C}{m}}$ – k -я собственная частота, $P_k = \frac{k^2 \pi^2 C}{l^2}$ – k -я критическая сила, для стержня с шарнирным закреплением [1].

Введем обозначения

$$\varpi_k = \omega_k \sqrt{1 - \frac{P_0}{P_k}}, \quad (5)$$

$$\mu_k = \frac{P}{2 \cdot (P_k - P_0)}. \quad (6)$$

Тогда, с учетом (5) и (6) уравнение (4), для первой формы потери динамической устойчивости, приводится к виду

$$f^{\text{II}} + \varpi^2 \cdot (1 - 2 \cdot \mu \cdot \cos \theta t) \cdot f = 0. \quad (7)$$

Уравнение такого вида известно как уравнение Матье. В более общей форме оно известно как уравнение Хилла

$$f'' + \omega^2 \cdot (1 - 2 \cdot \mu \cdot \Phi(t)) \cdot f = 0,$$

где $\Phi(t) = \cos \theta t$ – динамическая функция изменения внешней нагрузки.

Одним из основных свойств этих уравнений является наличие областей динамической неустойчивости, которые возникают при некоторых соотношениях между коэффициентами ω_k и μ , когда оно имеет неограниченно возрастающие решения, то есть применительно к упругим системам может вызвать резонанс. В работе [2] установлено, что наиболее опасной является первая (главная) область неустойчивости, границы которой для уравнения (7) определяются выражением

$$\theta = 2\omega \sqrt{1 \pm \mu + \frac{\mu^2}{8 \pm 9 \cdot \mu}}. \quad (8)$$

Верхняя и нижняя границы второй области определяются зависимостями

$$\theta = \omega \sqrt{1 + \frac{1}{3} \cdot \mu^2} \quad \text{и} \quad \theta = \omega \sqrt{1 - 2 \cdot \mu^2}. \quad (9)$$

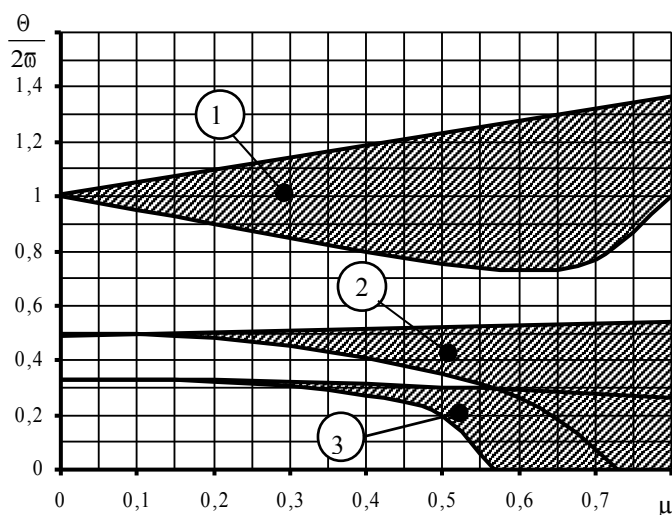


Рис.3. Области динамической неустойчивости для стержня с шарнирным закреплением:
1 – первая, 2 – вторая, 3 – третья

Границы третьей области определяются выражением

$$\theta = \frac{2}{3} \omega \sqrt{1 - \frac{9 \cdot \mu^2}{8 \pm 9 \cdot \mu}}. \quad (10)$$

На рисунке 3 приведена диаграмма первых трех областей динамической неустойчивости. Области динамической неустойчивости для более низких частот обычно выражаются в «скелетные» линии.

При неблагоприятных соотношениях между параметрами $\theta/2\omega$ и μ , когда они попадают за-

штрихованные области возможно резонансное увеличение поперечных смещений весомого стержня. Очевидно, что такие неблагоприятные соотношения могут существовать и для реального осевого инструмента.

Для решения практических задач по определению неблагоприятных соотношений между коэффициентами уравнения (4) необходимо знать характер изменения динамической составляющей $P(t)$, выразив выражения (5) и (6) через параметры режимов резания. Анализ особенности работы осевого лезвийного инструмента показывает, что причинами возникновения периодически изменяющейся осевой составляющей силы резания являются неточность изготовления и заточки инструмента, резание по «следу», оставленному предыдущей режущей кромкой, динамические процессы в технологической системе и другие, что подтверждается исследованиями ряда авторов [4-6].

Рассмотрим условия возникновения неблагоприятных соотношений между режимами резания на основе моделирования параметрических колебаний, возникающих

в результате неравномерной заточки осевого инструмента. Наличие неравномерной заточки является ординарным условием изготовления и заточки осевого инструмента, при этом регламентируемая погрешность заточки может достигать $20 \div 50\%$ [7].

За счет неравномерной заточки в зоне резания возникает периодическая осевая составляющая силы резания $P(t) = P \cdot \cos \theta t$, амплитудное значение которой равно

$$P = \alpha \cdot P_0, \quad (11)$$

где α – доля периодической составляющей осевой силы резания, вызванная неточностью заточки инструмента [7]; P_0 – осевая составляющая силы резания для осевого инструмента, которая определяется соотношением

$$P_0 = C_{P_x} S \cdot t, \quad (12)$$

C_{P_x} – коэффициент, учитывающий свойства материала; S – подача; t – глубина резания.

Частота Θ изменения периодической составляющей легко выражается через скорость резания v и диаметр обрабатываемого отверстия d соотношением [5]

$$\theta = \frac{V \cdot z}{\pi \cdot d}, \quad (13)$$

где z – число зубьев осевого инструмента.

После подстановки (11) – (13), коэффициенты (5) и (6) приводятся к виду

$$\mu = \frac{\alpha \cdot C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2}{2 \cdot (\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)}, \quad (14)$$

$$\sigma = \frac{\pi^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2}{m \cdot \pi^2}}. \quad (15)$$

Подставляя коэффициенты (14) и (15) в формулы (8) – (10), выражение для определения границ первой области динамической неустойчивости примет вид

$$V = \frac{2 \cdot \pi^2 d}{l^2 \sqrt{m \cdot z}} \times \sqrt{\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2 (1 \mp 0,5 \cdot \alpha) + \frac{(\alpha \cdot C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)^2}{32 \cdot (\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2) \pm 18 \cdot \alpha \cdot C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2}}. \quad (16)$$

Верхняя и нижняя границы второй области динамической неустойчивости будут определять соответственно выражениями

$$V = \frac{\pi^2 d}{l^2 \sqrt{m \cdot z}} \sqrt{\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2 + \frac{(\alpha \cdot C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)^2}{12 \cdot (\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)}}, \quad (17)$$

$$V = \frac{\pi^2 d}{l^2 \sqrt{m \cdot z}} \sqrt{\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2 - \frac{(\alpha \cdot C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)^2}{2 \cdot (\pi^2 C - C_{P_x} S \cdot t \cdot l^2)}}. \quad (18)$$

Границы третьей области неустойчивости

$$V = \frac{2 \cdot \pi^2 d}{3 \cdot l^2 z \sqrt{m}} \sqrt{\pi^2 C - C_{p_x} S \cdot t \cdot l^2 - \frac{9 \cdot (\alpha \cdot C_{p_x} S \cdot t \cdot l^2)^2}{32 \cdot (\pi^2 C - C_{p_x} S \cdot t \cdot l^2) \pm 18 \cdot \alpha \cdot C_{p_x} S \cdot t \cdot l^2}} \quad (19)$$

На рисунке 4 приведена диаграмма областей динамической неустойчивости для одной из конструкций осевого инструмента ($d = 8\text{мм}$, $l = 300\text{мм}$, $z = 8$, $\alpha = 0,2$) согласно зависимостей (17) – (19), из которой можно определить неблагоприятные для данного инструмента соотношения между скоростью резания V и подачей S .

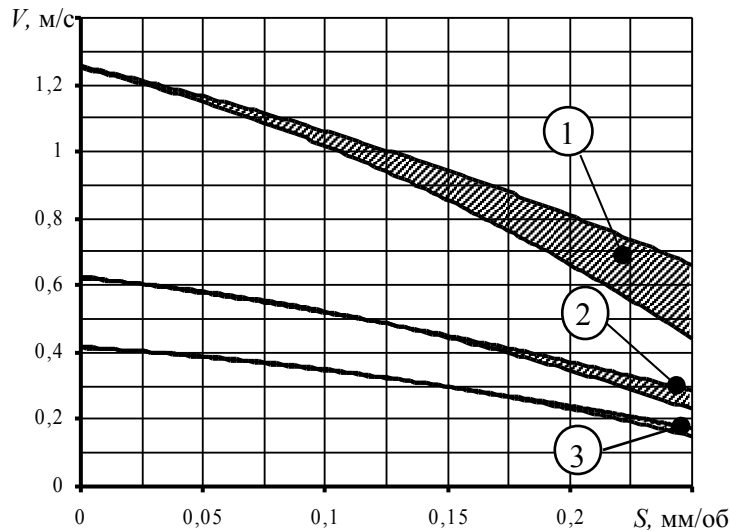


Рис.4. Области динамической неустойчивости осевого инструмента:

1 – первая, 2 – вторая, 3 – третья

малой изгибной жесткостью и для высоких скоростей резания ($V > 30\text{ м/мин}$). Поскольку скорость резания является одним из основных параметров, ограничивающих производительность чистовой обработки отверстия, исследование динамической устойчивости осевого инструмента позволит определить перспективные направления для ее повышения. Однако для более точной оценки динамических процессов необходимо совершенствовать динамическую расчетную схему осевого инструмента и условий его взаимодействия с деталью в процессе резания.

Выводы

1) В осевом инструменте за счет параметрических колебаний могут возникать поперечные колебания, снижающие точность обработки, даже при отсутствии динамической поперечной нагрузки (неуравновешенных радиальной и тангенциальной силы резания).

2) Между параметрами режимов резания могут существовать неблагоприятные соотношения (зоны динамической неустойчивости процесса резания), при которых в осевом инструменте за счет параметрических колебаний могут значительно увеличиться поперечные смещения.

3) Значительные зоны динамической неустойчивости, в пределах которых возможно стабильное существование неблагоприятных сочетаний режимов резания харак-

Следует отметить, что стабильное существование неблагоприятных соотношений между параметрами режимов резания возможно лишь в пределах достаточно широких областей динамической неустойчивости. Применительно к рассмотренному осевому инструменту такой является лишь первая область.

Анализ областей динамической неустойчивости для различных конструкций осевого инструмента показывает, что достаточно широкие области динамической неустойчивости существуют лишь для длинного ($l/d > 10$) осевого инструмента с

терны лишь для длинного ($l/d > 10$) осевого инструмента или при больших ($V > 30$ м/мин) скоростях резания.

4) Для повышения скоростей резания при чистовой обработке отверстий необходимо предусматривать отстройку от возможного параметрического резонанса за счет увеличения изгибной жесткости инструмента или исключения неблагоприятных соотношений между режимами резания.

Список литературы: 1. Киселев В. А. Строительная механика. Спец. курс.: динамика и устойчивость сооружений: [учеб. для вузов по спец. "Автомобильные дороги", "Мосты и тоннели" и "Стр-во аэродромов"] / В. А. Киселев. – [3-е изд., испр. и доп.] – М.: Стройиздат, 1980. – 616 с. 2. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: Гостехиздат, 1956. – 600 с. 3. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Ч. 3. – М.: Гостехиздат, 1959. – 1120с. 4. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 400 с. 5. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. – М.: Машиностроение, 1970. – 352 с. 6. Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Вища школа, 1980. – 256 с. 7. Справочник инструментальщика / [Ординарцев И.А., Филиппов Г.В., Шевченко А.Н. и др.]; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.

ПРО ДИНАМІЧНУ СТАЛІСТЬ ОСЬОВОГО ІНСТРУМЕНТА

Татьянченко О.Г., Сергеечев З.С.

У статті на основі диференціальних рівнянь Хілла встановлена можливість існування несприятливих співвідношень між параметрами режимів різання при обробці отворів осьовим інструментом. Для розрахункової схеми осьового інструмента з шарнірним закріпленням визначені області динамічної несталості, у межах яких можливий параметричний резонанс при несприятливому сполученні подачі та швидкості різання.

О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ОСЕВОГО ИНСТРУМЕНТА

Татьянченко А.Г., Сергеечев З.С.

В статье на основе дифференциальных уравнений Хилла установлена возможность существования неблагоприятных соотношений между параметрами режимов резания при обработке отверстий осевым инструментом. Для расчетной схемы осевого инструмента с шарнирным закреплением определены области динамической неустойчивости, в пределах которых возможен параметрический резонанс при неблагоприятном сочетании подачи и скорости резания.

ON DYNAMIC STABILITY OF THE ROUND-SHANK TOOL

Tatyanchenko A.G., Sergeechev Z.S.

In research paper on the basis of differential equations of Hill has been established an opportunity of existence adverse ratio between cutting parameters at processing bores by the round-shank tool. For the settlement circuit of the round-shank tool with jointed fastening areas of dynamic instability within the limits of which the parametrical resonance is possible at an adverse combination of feed rate and of cutting speed have been determined.

Рецензент: д.т.н., проф. Гусев В.В.