

**КОЛЕБАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ КОНСОЛЬНЫХ
БОРШТАНГ ПРИ ТОНКОМ РАСТАЧИВАНИИ**

В статье изучены динамические взаимодействия при растачивании двухступенчатых отверстий консольными борштангами, обнаруживается важная закономерность: при заданных полной длине борштанги и диаметрах ступеней минимальная амплитуда колебаний в случае работы более удаленным резцом и двумя резцами возникает при некотором соотношении длин ступеней, не соответствующим максимальной жесткости

Ключевые слова: вынужденные колебания, двухступенчатая борштанга, коэффициенты влияния, собственная частота.

Введение. Обработка точных отверстий деталей машин в настоящее время остается одним из наиболее сложных и трудоемких процессов. Применение этого процесса в значительной мере определяется возможностями операции тонкого растачивания, которое выгодно отличается от других методов обработки высокой точностью размеров и формы обработанных отверстий, правильным их расположением и высоким качеством расточенных отверстий.

Следует отметить, что большинство исследований по тонкому растачиванию проводилось в условиях одноконтурной обработки отверстий одной шпиндельной головкой [1].

Обзор литературы. В литературе отсутствуют достаточно полные данные о влиянии многоконтурной и многошпиндельной обработки на точность формы поперечного сечения при тонком растачивании. Недостаточно изучены вопросы об оптимальных режимах резания и о динамических процессах, происходящих в станках в условиях концентрации операций и совмещения рабочих ходов.

Подробный анализ и классификация деталей, обрабатываемых на отделочно-расточных станках, в том числе по типам растачиваемых отверстий, приведены в работах [1, 2]. Результаты этих исследований и практика конструкторских бюро позволяют установить распределение растачиваемых отверстий по количеству ступеней обработки (табл. 1).

Таблица 1. Распределение отверстий, обрабатываемых на ОРС, по количеству ступеней.

Количество ступеней	1 (гладкое)	2	3	Более 3-х
Количество отверстий, %	81	15	3,5	0,5

Из обзора данных следует также, что двухступенчатыми борштангами оснащены ≈ 21 % станков для тонкого растачивания.

Цель работы. В настоящей работе изучены особенности колебаний двухступенчатых борштанг при одновременной и раздельной работе резцов. На рисунке 1 представлены технологические схемы растачивания двухступенчатыми борштангами, изучаемые в настоящей работе.

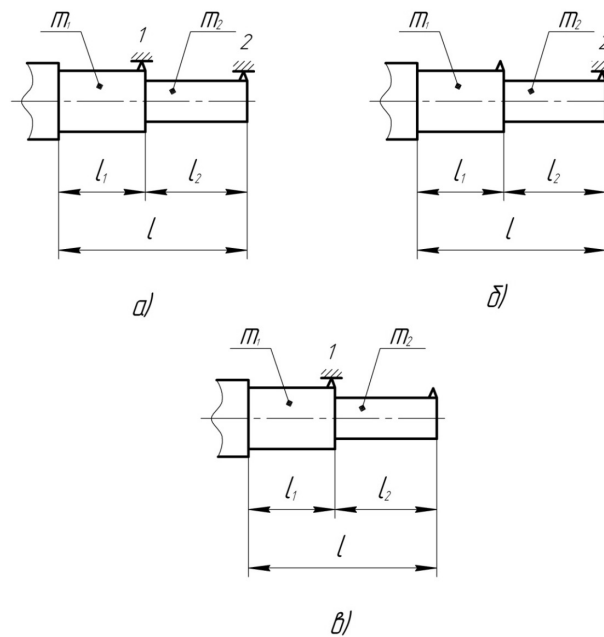


Рис. 1. Технологические схемы обработки

а) одновременная работа резцов №1 и №2; б) работает резец №2; в) работает резец №1.

Основной материал. Известные расчетные схемы шпиндельных узлов отражают вклад податливости шпинделя в перемещение у резца, а также влияние инерционных характеристик шпинделя на собственную частоту системы. Следует отметить, что при изучении влияния параметров консольных борштанг на характеристики подсистемы шпиндель – борштанга приходим к необходимости некоторых упрощений элементов расчетной схемы, отражающих параметры шпиндельной головки, т.к. они отражены в известных схемах [3] с излишней детализацией. Таким образом, расчетная модель подсистемы станка шпиндель – борштанга отражает:

зависимость параметров упругой системы от параметров борштанги;

результаты расчетов по расчетной схеме должны соответствовать экспериментальным данным по жесткости и собственной частоте упругой системы;

расчетная схема должна содержать внешние воздействия характерные для отделочно-расточного станка.

Поэтому для изучения вынужденных колебаний системы шпиндель – борштанга в зависимости от параметров борштанги, нами предложена расчетная модель (рис.2).

Здесь упругие характеристики шпинделя описываются параметрами EI_0 , $(н \cdot м^2)$, l_0 , $(м)$ – изгибная жесткость и длина консольной части шпинделя. C , $(н \cdot м)$ – приведенная жесткость защемления в среднем сечении передней опоры, отображающая сопротивление изгибу опор и пролетной части шпинделя, m_0 , $(кг)$ – инерционная характеристика шпинделя, задаваемая массой, приведенной к сечению фланца.

Характеристика борштанги:

EI_1 , $(н \cdot м^2)$ – жесткость поперечного сечения первой ступени;

EI_2 , $(н \cdot м^2)$ – жесткость поперечного сечения второй ступени;

δ_0 , $(м)$ – сумма толщин фланцев шпинделя и борштанги;

m_{np} , $(кг)$ – инерционная характеристика борштанги, задаваемая массой, приведенной к сечению второго резца;

ν – характеристика демпфирования в упругой системе. Будем считать, что на упругую систему действует внешнее возмущение $P_0 \sin \omega t$ (ω – частота возмущения).

$$\begin{cases}
m_0 \ddot{y}_0 + b \dot{y}_0 + \frac{\delta_{22}}{\delta} y_0 - \frac{\delta_{02}}{\delta} y_2 = P_0 \sin \omega t + \frac{\delta_{01} \cdot \delta_{22} - \delta_{02} \cdot \delta_{12}}{\delta} P_{z1}; \\
m \ddot{y}_2 + \frac{\delta_{00}}{\delta} y_2 + \frac{\delta_{02}}{\delta} y_0 = P_{z2} + \frac{\delta_{00} \cdot \delta_{12} - \delta_{01} \cdot \delta_{02}}{\delta} P_{z1}; \\
T_p \dot{P}_{z1} + P_{z1} = -K_{p1} y_2 \frac{\delta_{12}}{\delta_{22}}; \\
T_p \dot{P}_{z2} + P_{z2} = -K_{p2} y_2, \\
\delta = \delta_{00} \cdot \delta_{22} - \delta_{02}^2, \\
m = m_{np} = 0,243 \cdot \left[m_1 \frac{l_1^3}{l^3} + m_2 \right].
\end{cases} \quad (1)$$

где: y_0 – колебательное перемещение массы m_0 ;

$\ddot{y}, \dot{y}$ – вторая и первая производные по времени;

P_{z1}, P_{z2} – силы резания на соответствующих резцах;

T_p – инерционная постоянная стружкообразования;

K_{p1}, K_{p2} – коэффициенты резания на соответствующих резцах;

δ_{ik} – коэффициенты влияния определяемые по правилу Верещагина (рис. 2 б) с учетом угловых перемещений.

Коэффициенты влияния для всех случаев работы резцов имеют вид:

$$\begin{aligned}
\delta_{00} &= \frac{l_0^3}{3EI_0} + \frac{l_0^2}{c}; \\
\delta_{01} &= \frac{l_0^3}{3EI_0} + \frac{l_0^2}{c} + \left(\frac{l_0}{c} + \frac{l_0^2}{2EI_0} \right) \cdot L_1; \\
\delta_{11} &= \frac{l_0^3}{3EI_0} + \frac{(l_0 + L_1)^2}{c} + \frac{L_1 \cdot l_0^2}{EI_0} + \frac{L_1^2 \cdot l_0}{EI_0} + \frac{l_1^3}{3EI_1}; \\
\delta_{02} &= \frac{1}{EI_0} \cdot \left[\frac{l_0^2}{2} \cdot \left(l_2 + L_1 + \frac{2}{3} l_0 \right) \right] + \frac{l_0 (l_0 + L_1 + l_2)}{c}; \\
\delta_{22} &= \frac{1}{EI_0} \cdot \left[(L_1 + l_2) \cdot l_0 \cdot \left(L_1 + l_2 + \frac{l_0}{2} \right) + \frac{l_0^2}{2} \cdot \left(L_1 + l_2 + \frac{2}{3} l_0 \right) \right] + \\
&+ \frac{1}{EI_1} \left[l_2 \cdot l_1 \left(l_2 + \frac{l_1}{2} \right) + \frac{l_1^2}{2} \left(l_2 + \frac{2}{3} l_1 \right) \right] + \frac{l_2^3}{3EI_2} + \frac{(l_0 + L_1 + l_2)^2}{c}; \\
\delta_{12} &= \frac{1}{EI_0} \left[L_1 \cdot l_0 \left(l_2 + L_1 + \frac{l_0}{2} \right) + \frac{l_0^2}{2} \left(l_2 + L_1 + \frac{2}{3} l_0 \right) \right] + \\
&+ \frac{1}{EI_1} \left[\frac{l_1^2}{2} \left(l_2 + \frac{2}{3} l_1 \right) \right] + \frac{(l_0 + L_1) \cdot (l_0 + L_1 + l_2)}{c}.
\end{aligned}$$

Индексы коэффициентов влияния соответствуют номерации резцов и масс.

Решение системы уравнений (1) ищем в виде:

$$y_0 = a_{11} \cos \omega t + a_{12} \sin \omega t,$$

$$y_2 = a_{11} \cos \omega t + a_{12} \sin \omega t,$$

$$\begin{aligned}y_0 &= a_{11} \cos \omega t + a_{12} \sin \omega t, \\P_{z2} &= a_{41} \cos \omega t + a_{42} \sin \omega t.\end{aligned}\quad (2)$$

После подстановки (2) в (1) система алгебраических уравнений, для двух одновременно работающих резцов примет вид:

$$\begin{aligned}\left(\frac{\delta_{22}}{\delta} - \omega^2 m_0\right) \cdot a_{11} + b \cdot \omega \cdot a_{12} - \frac{\delta_{02}}{\delta} \cdot a_{21} - \frac{\delta_{01} \cdot \delta_{22} - \delta_{02} \cdot \delta_{12}}{\delta} \cdot a_{31} &= 0, \\ \left(\frac{\delta_{22}}{\delta} - \omega^2 m_0\right) \cdot a_{12} - b \cdot \omega \cdot a_{11} - \frac{\delta_{02}}{\delta} \cdot a_{22} - P_0 - \frac{\delta_{01} \cdot \delta_{22} - \delta_{02} \cdot \delta_{12}}{\delta} \cdot a_{32} &= 0, \\ \left(\frac{\delta_{00}}{\delta} - \omega^2 m\right) \cdot a_{21} - \frac{\delta_{02}}{\delta} \cdot a_{11} - a_{41} - \frac{\delta_{00} \cdot \delta_{12} - \delta_{01} \cdot \delta_{02}}{\delta} \cdot a_{31} &= 0, \\ \left(\frac{\delta_{00}}{\delta} - \omega^2 m\right) \cdot a_{22} - \frac{\delta_{02}}{\delta} \cdot a_{12} - a_{42} - \frac{\delta_{00} \cdot \delta_{12} - \delta_{01} \cdot \delta_{02}}{\delta} \cdot a_{32} &= 0, \\ T_p \cdot \omega \cdot a_{32} + a_{31} &= -K_{p1} \cdot \frac{\delta_{12}}{\delta_{22}} \cdot a_{21}, \\ -T_p \cdot \omega \cdot a_{31} + a_{32} &= -K_{p1} \cdot \frac{\delta_{12}}{\delta_{22}} \cdot a_{22}, \\ T_p \cdot \omega \cdot a_{42} + a_{41} &= -K_{p2} \cdot a_{21}, \\ T_p \cdot \omega \cdot a_{41} + a_{42} &= -K_{p2} \cdot a_{22}, \\ \delta &= \delta_{00} \cdot \delta_{22} - \delta_{02}^2, \\ m = m_{np2} &= 0,243 \cdot \left[m_1 \frac{l_1^3}{l} + m_2 \right].\end{aligned}\quad (3)$$

Дифференциальные уравнения замкнутой динамической системы станка при работе наиболее удаленного от фланца резца (резец №2, рис 1 б) имеют вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{y}_0 + b \dot{y}_0 + \frac{\delta_{22}}{\delta} y_0 - \frac{\delta_{02}}{\delta} y_2 = P_0 \sin \omega t; \\ m \ddot{y}_2 + \frac{\delta_{00}}{\delta} y_2 + \frac{\delta_{02}}{\delta} y_0 = P_{z2}; \\ T_p \dot{P}_{z2} + P_{z2} = -K_{p2} y_2, \end{cases}\quad (4)$$

$$\begin{aligned}\delta &= \delta_{00} \cdot \delta_{22} - \delta_{02}^2, \\ m &= m_{np2} = 0,243 \cdot \left[m_1 \frac{l_1^3}{l} + m_2 \right].\end{aligned}$$

В случаи работы резца №1 (рис. 1 в) дифференциальные уравнения имеют вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{y}_0 + b \dot{y}_0 + \frac{\delta_{22}}{\delta} y_0 - \frac{\delta_{02}}{\delta} y_2 = P_0 \sin \omega t; \\ m \ddot{y}_2 + \frac{\delta_{00}}{\delta} y_2 + \frac{\delta_{02}}{\delta} y_0 = P_{z2}; \\ T_p \dot{P}_{z2} + P_{z2} = -K_{p2} y_2, \end{cases}$$

$$\delta = \delta_{00} \cdot \delta_{11} - \delta_{01}^2,$$

$$m = m_{np2} = 0,243 \cdot \frac{\left(m_1 \frac{l_1^3}{l^3} + m_2\right) \cdot \delta_{22}}{\delta_{11}}. \quad (5)$$

Алгебраические уравнения для выражений (4) и (5) получаются аналогично случаю одновременной работы резцов №1 и №2.

Для решения системы алгебраических уравнений, соответствующих разным случаям тонкого растачивания двухступенчатыми борштангами составлена программа расчета для реализации на ПК. Расчеты проведены для двух глубин резания $t = 0,1$ мм и $t = 0,2$ мм. Расчитаны значения первой собственной частоты колебаний системы ω и резонансные значения амплитуд вынужденных колебаний в замкнутой динамической системе станка.

$$A(\omega_1) = \sqrt{a_{21}^2 + a_{22}^2}.$$

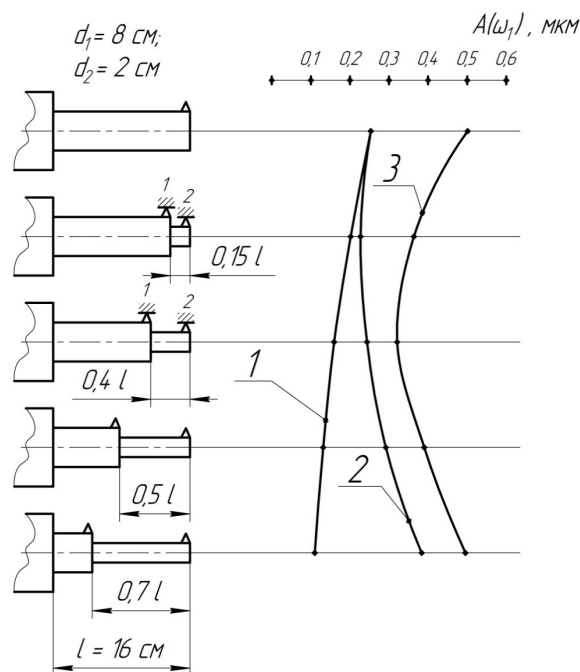


Рис. 3. Амплитуды колебаний резцов

Часть результатов расчетов представлена на рис. 3, 4 в виде зависимостей амплитуд вынужденных колебаний от размеров борштанги. Показаны амплитуда колебаний наиболее удаленного от фланца работающего резца при раздельной (ломанные 1, 2) и одновременной работе (ломанная 3) резцов. Рост амплитуд вынужденных колебаний с увеличением податливости отражает хорошо известное из опыта явление. При анализе результатов расчетов обнаруживается важная закономерность: при заданных полной длине борштанги и диаметрах ступеней минимальная амплитуда колебаний в случае работы более удаленным резцом и двумя резцами возникает при некотором соотношении длин ступеней, не соответствующим максимальной жесткости. Увеличение амплитуды колебаний с ростом длин ступеней, несущих резец №2 понятно, поскольку при этом уменьшается жесткость и собственная частота системы. Требуем специальных пояснений рост амплитуд при стремлении длины второй ступени к нулю. Этот эффект можно объяснить двумя причинами: убыванием собственной частоты системы и ростом коэффициента влияния, определяющего передачу возмущений с первого резца в сечение второго резца.

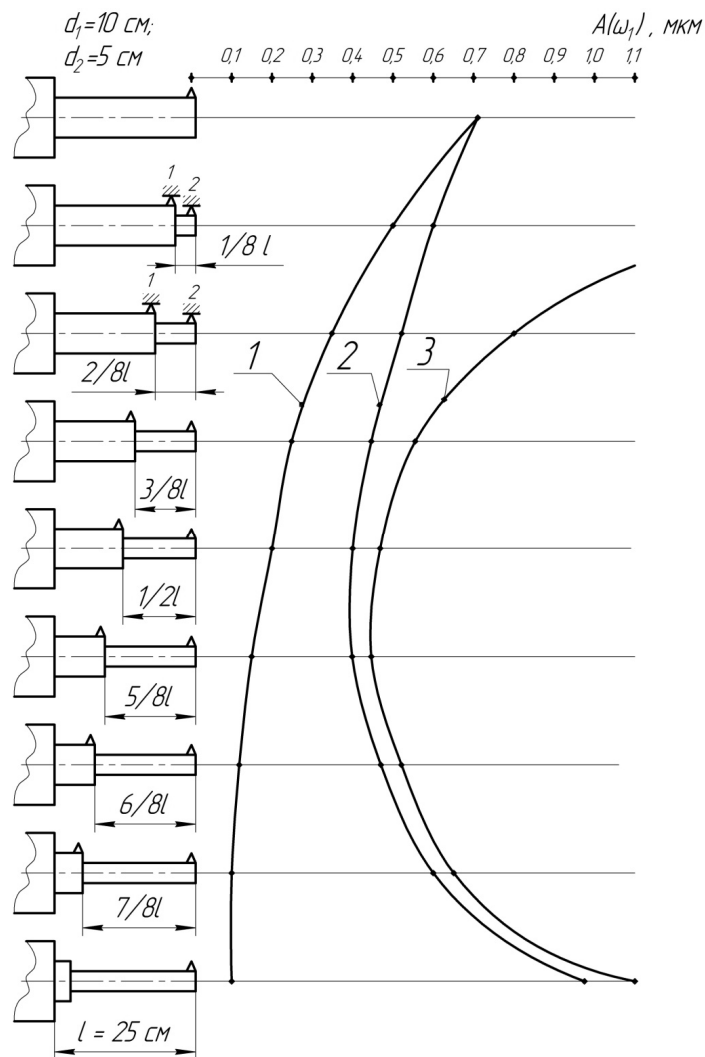


Рис. 4. Амплитуды колебаний резцов

Зависимость частоты от соотношения длин ступеней немонотонна. Изменение коэффициентов влияния, в частности, δ_{12} – также немонотонно зависит от соотношения длин ступеней. Увеличении значения δ_{12} при уменьшении длины l_2 приводит к тому, что влияние первого резца на второй значительно снижает запас устойчивости системы.

Выводы:

Анализ результатов расчетов амплитуд вынужденных колебаний консольных двухступенчатых борштанг показывает, что минимальная амплитуда колебаний при работе наиболее удаленного от фланца шпинделя резца, а также при одновременной работе двух резцов реализуется при некотором соотношении длин ступеней, не соответствующих максимальной жесткости борштанги.

С изменением соотношения длины ступеней собственная частота УДИС и коэффициенты влияния, характеризующих передачу возмущений от одного резца к другому, изменяются немонотонно, что приводит к снижению запаса устойчивости замкнутой динамической системы станка.

В условиях, когда запас устойчивости УДИС невелик, выбор технологической схемы обработки ступенчатого отверстия следует осуществлять с учетом результатов расчета колебаний, сопоставляя амплитуды колебаний при совместной и раздельной обработках ступеней отверстия.

Литература

1. П.А. Лінчевський та ін.. Обработка деталей на обробно-розточувальних верстатах / П.А. Лінчевський, Т.Г. Джугурян, О.А. Оргіян, за заг. ред.. П.А. Лінчевського. – К.: Техніка, 2000. – 300с. ISBN 966-575-048-8
2. Нормативы режимов резания и геометрия резцов для тонкого растачивания. Обработка на отделочно-расточных станках. Крупносерийное и массовое производство. НИИмаш., Москва 1979. – 93с.
3. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199с.
4. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1965.
5. Линчевский П.А., Оргиян А.А., Коболев В.М. Задачи динамики в технологии машиностроения // Вісн. інж. акад. України. – 2001. – №3 (Ч.2). – с. 32–36.

©А.В. Баланюк

УДК 621.952

А.В. Баланюк, асистент

Одеський національний політехнічний університет

КОЛИВАННЯ ДВОСТУПЕНЕВИХ КОНСОЛЬНИХ БОРШТАНГ ПРИ ТОНКОМУ РОЗТОЧУВАННІ

У статті вивчені динамічні взаємодії при розточуванні двоступеневих отворів консольними борштангами, виявляється важлива закономірність: при заданих повній довжині борштанги і діаметрах ступенів мінімальна амплітуда коливань в разі роботи понад віддаленим різцем і двома різцями виникає при деякому співвідношенні довжин ступенів, що не відповідає максимальній жорсткості

Ключові слова: вимушені коливання, двоступенева борштанга, коефіцієнти впливу, власна частота.

UDC 621.952

A.V. Balanyuk assistant

Odessa National Polytechnic University

VIBRATIONS TWO-STAGE CANTILEVER BORSHTANG AT THIN BORING

In this paper we study the dynamic interactions in boring holes-stage cantilever boring bar, revealed important pattern: for a given total length of the boring bar and the diameters of the steps the minimum amplitude of oscillations in the case of more distant cutter and two incisors occurs when a ratio of the lengths of the steps that do not meet the maximum hardness

Keywords: forced vibrations, two-boring bar, the influence coefficients, the natural frequency