

УДК 621.941



А.А. Оргиян,
д.т.н., професор,
Одеський
національний
політехнічний
університет
e-mail:
alexorgiyani@gmail.com



А.В. Баланюк,
аспірант,
Одеський
національний
політехнічний
університет
e-mail:
anna.balanyuk@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ КОНСОЛЬНЫХ БОРШТАНГ ДЛЯ ТОНКОГО РАСТАЧИВАНИЯ

А.А. Оргиян, А.В. Баланюк. Особенности колебаний консольных борштанг для тонкого растачивания. В статье изучены и уточнены параметры упругой системы шпиндель-борштанга отделочно-расточных станков. Приведены экспериментальные результаты исследований изгибных колебаний борштанги при холостом ходе и резании. На основе изучения колебаний длинных борштанг проанализирована их виброустойчивость при увеличении демпфирования и жесткости, а также при изменении массы. Обсуждены условия возникновения параметрических резонансов в зависимости от собственной частоты борштанги и варьирования скорости резания.

A.A. Orgiyani, A.V. Balanyuk. Features of the oscillations of a thin cantilever boring bar for boring. In this paper we study and specification parameters of elastic system spindle boring bar finishing and borers. The experimental results of studies of flexural vibrations of the boring bar at idle and cutting. Based on the study of long boring bar vibrations analyzed by increasing their vibration damping and stiffness, as well as weight change. Discussed the conditions of parametric resonance depending on the natural frequency of the boring bar and varying cutting speeds.

Введение. Консольные борштанги, обеспечивая высокую производительность при растачивании на специальных и универсальных станках, обладают малой жесткостью, понижающей виброустойчивость.

Вследствие этого исследования колебаний консольных борштанг занимают одно из ведущих мест в динамике станков, по крайней мере, по числу опубликованных работ [1]. Анализируя содержание известных работ, приведем основные результаты динамических исследований:

1. Условия возникновения "внутреннего резонанса" при совпадении первых собственных частот изгибных и крутильных колебаний борштанги не отражают влияния податливости других элементов упругой системы станка, а

также характеристик обрабатываемого материала, геометрии резца и режимов резания.

2. Установлено существенное влияние шпиндельного узла и других элементов упругой системы на изгибные и крутильные колебания. Показано, что крутильные колебания, обнаруживаемые преимущественно у коротких и тонких борштанг, зависит от изменения характеристик системы при варьировании скорости резания, а также от вылета резца.

3. Установлено, что пространственная форма изгибных колебаний борштанги практически совпадает с формой статического изгиба при нагружении радиальной силой у резца. Связь между изгибными и крутильными колебаниями слабая, а амплитуды изгибных колебаний примерно на порядок больше, чем крутильных, причем отношение этих величин растет с увеличением диаметра борштанги.

4. При заданных режимах резания и обрабатываемом материале можно определить предельную податливость у резца, обеспечивающую виброустойчивость, но эта величина несколько уменьшается с ростом диаметра борштанги. Расчет податливости рекомендуется выполнять для системы шпиндель-борштанга, как для балки переменного сечения на упруго - податливых опорах.

5. Установлен стесненный характер стружкообразования при тонком растачивании. Поэтому сила резания значительно превышает величину, рассчитываемую по общепринятым формулам для наружного точения. При этом сила резания возрастает с уменьшением диаметра растачиваемого отверстия.

Материалы и результаты исследований. В настоящей работе приведены исследования динамических характеристик консольных борштанг, в том числе длинных борштанг.

Назовем "длинными" борштанги, для которых отношение длины консоли к диаметру $l_1/d_1 > 3$. Такие борштанги являются удобным объектом модельного эксперимента, так как при их применении упругую систему можно считать одномерной, а замкнутая динамическая система станка в зависимости от условий обработки либо обладает малым запасом устойчивости, либо переходит в режим автоколебаний. Важность исследования длинных борштанг определяется также и тем, что устанавливаются предельные условия обработки без применения виброгасящих устройств. Данные о борштангах в эксперименте, и о шпиндельных узлах, на которые они устанавливались, сведены в таблицу 1.

Полученные экспериментальные данные зависимостей параметров УС от длины борштанги представлены на рисунке 1, а на рисунке 2 приведены конструктивная и статическая схемы шпиндельного узла с борштангой.

Радиальная податливость в сечении, где установлен резец, определяется выражением (1)

$$K = \frac{l^3}{3EI} \left[\sum_{i=1}^n \frac{S_i^3 - S_{i-1}^3}{j_i} + QS_n^2 + \alpha(1 + 2\xi_n + 2\xi_n^2) \right]. \quad (1)$$

Таблица 1

Пределы варьирования конструктивных параметров

Борштанга		Шпиндельный узел	Борштанга		Шпиндельный Узел
$d_1, мм$	$l_1, мм$		$d_1, мм$	$l_1, мм$	
15	30...75	УАР2	50	150...350	УАР4
25	50...175	УАР2	70	250..410	УАР4

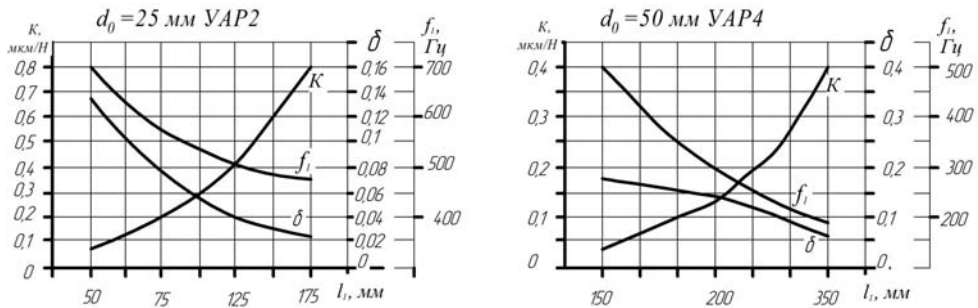


Рис. 1. Параметры системы шпиндель-борштанга
 f – первая собственная частота;
 Δ – логарифмический декремент колебаний

Таблица 2

Значения параметров для, расчета податливости по формуле (1)

Модель шпиндельной головки	$l^3 / 3EI,$ <i>мкм/Н</i>	Q	
УАР1	0,4185	0,43	0,023
УАР2	0,1105	0,55	0,063
УАР3	0,02956	0,73	0,29
УАР6	0,004422	0,96	1,95

Таблица 3

Конструктивные параметры шпиндельных головок
 отделочно–расточных станков

Параметры шпиндельных головок отделочно–расточных станков	для моделей			
	УАР1	УАР2	УАР3	УАР4
Приделы диаметров растачиваемых отверстий, мм	8...32	20...65	50..125	100..200
Наибольшее число оборотов шпинделя в минуту	6500	4000	2000	1600
Диаметр шпинделя в пролете d , мм	40	55	75	120
Диаметр консоли шпинделя d_n , мм	50	64	88	135
Диаметр фланца шпинделя d_{n-1} , мм	120	140	170	200
Длина пролета l , мм	316	310	302	300
Расстояние от середины передней опоры до фланца шпинделя $l_{конс}$, мм	44	47	49	64
Толщина фланца шпинделя, мм	20	20	20	24
Условное обозначение подшипника и его размеры	36208	36211	46215	46124
D , мм	80	100	130	180
d , мм	40	55	75	120
B , мм	18	21	25	28
Высота распорного кольца в дуплексе H , мм	10	10	10	10

где приняты обозначения рисунка 3, а также

$$I = \frac{\cdot d^4}{64}, \quad = \frac{l_i}{l}, \quad j_i = \frac{\cdot d_i^4}{64 \cdot I}, \quad = \frac{3 \cdot EI}{l^3 \cdot C_p}, \quad = \frac{3 \cdot EI}{l^3 \cdot C_n}, \quad Q = \frac{(4 \cdot + 3) \cdot}{[4 \cdot (+1)^2 - 1]},$$

где C_p – радиальная жесткость дублицированной подшипниковой опоры, а C_n – ее поворотная жесткость. Отметим, что расчет C_p и C_n на основе рекомендаций приводит к расхождению с данные эксперимента, достигающему для отдельных объектов 30-40%. Уменьшение этого расхождения до величины, не превышающей 10%, достигается уточнением значений Q и

, являющихся параметрами, зависящими от конструктивных особенностей шпиндельного узла. Эти значения приведены в таблице 2.

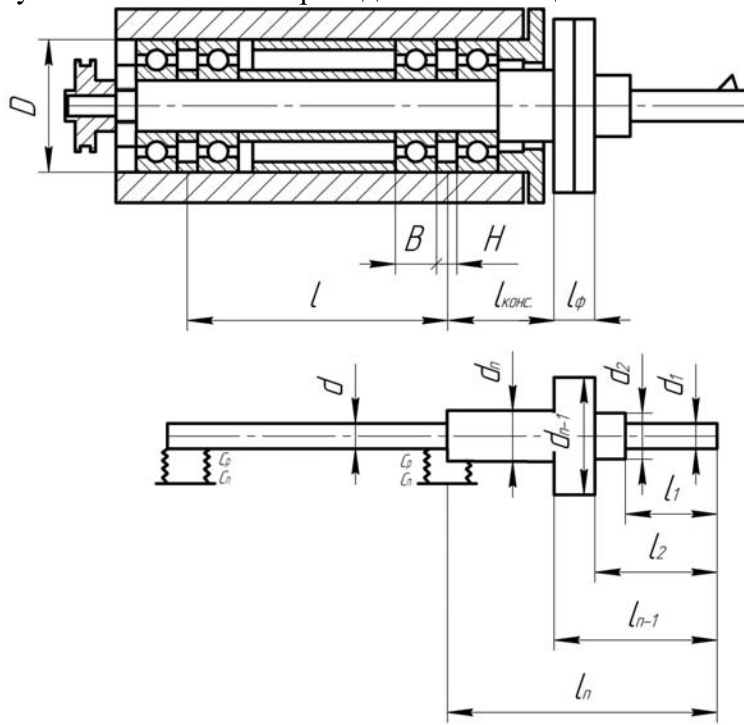


Рис. 2. Конструктивная и статическая расчетная схемы системы шпиндель-борштанга

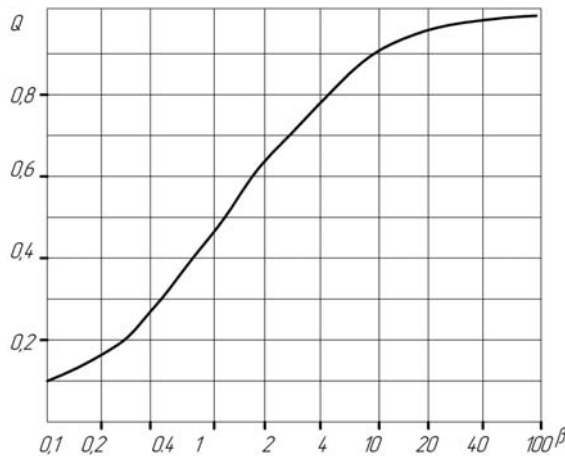


Рис. 3. Влияние поворотной жесткости опоры на податливость у резца.

Параметр Q , определяющий влияние на податливость сопротивления опоры повороту сечения, слабо зависит от β (на рисунке 3 шкала

логарифмическая). Поэтому значительные изменения Q могут возникнуть при изменении диаметра шпинделя, но не при конструктивно осуществимых изменениях l и H . Вид формулы (1) позволяет установить условия, при которых сопротивление опоры повороту сечения слабо влияет на податливость у резца. Это происходит в случае весьма коротких консолей ($n \ll 1$), а также при $Q \ll 2$. Из данных таблице 3 видно, что к последнему условию система шпинделя приближается с увеличением диаметра.

Значительно менее точными оказываются оценки демпфирующей способности системы. Ошибка в определении логарифмического декремента колебаний может достигать 50%. Причиной этого является сильная зависимость демпфирования от качества изготовления и сборки, от амплитуды возбуждаемых колебаний, а также от скорости вращения шпинделя. Отметим при этом, что влияние скорости вращения на демпфирование колебаний в системах, содержащих консольные борштанги, значительно слабее, чем в системах с гильзой. Эта экспериментально установленная закономерность подтверждает представления о влиянии на скоростную зависимость демпфирования вращения плоскости колебаний, так как в системах с консольными борштангами упругие перемещения не вращающихся элементов малы. В таких системах зависимость демпфирования от скорости вращения определяется, в основном, физическими явлениями в опорах качения.

Экспериментальное исследование колебаний выполнялось при растачивании образцов из стали 45 и чугуна (НВ 180), устанавливаемых в жестком приспособлении. Условия обработки: борштанга диаметром $d_1 = 15, 25, 50, 70$ мм; материал режущей части и углы заточки для стали: Т30К4, $\alpha = 60^\circ$, $\alpha_1 = 15^\circ$, $\alpha_2 = 15^\circ$, $\alpha_3 = 7^\circ$; для чугуна: ВК3, $\alpha = 45^\circ$, $\alpha_1 = 45^\circ$, $\alpha_2 = 0^\circ$, $\alpha_3 = 7^\circ$; радиус закругления вершины 0,3 – 0,5 мм; режимы резания для стали: глубина резания $t = 0,05 \dots 0,2$ мм, скорость резания $v = 2,25$ м/с, подача $s = 0,05$ мм/об; для чугуна – глубина резания $t = 0,05 \dots 0,3$ мм, скорость резания $v = 2$ м/с, подача $s = 0,05$ мм/об [2].

Качественное описание результатов исследования изгибных колебаний борштанг сводится к тому, что при приближении к границе устойчивости развиваются узкополосные колебания с нарастающими средними значениями и вариациями амплитуд, а при дальнейшем увеличении длины борштанги наблюдаются устойчивые колебания высокого уровня. Частота колебаний при всех значениях длины борштанги мало отличается от ее собственной частоты. Амплитуда устойчивых интенсивных колебаний остается постоянной либо периодически изменяется в зависимости от характеристик стационарности системы.

В результате измерения уровня колебаний можно установить предельное значение длины борштанги для каждого значения ее диаметра, глубины резания и для заданного обрабатываемого материала. При этом обнаруживается, что податливость борштанги является достаточно представительным крите-

риальним показателем віброустійчivosti. При тонком растачивании стальных образцов граничное значение податливости лежит в пределах от 0,1 до 0,15 мкм/Н, а при растачивании чугуна – от 0,2 до 0,25 мкм/Н, несколько уменьшаясь с увеличением диаметра.

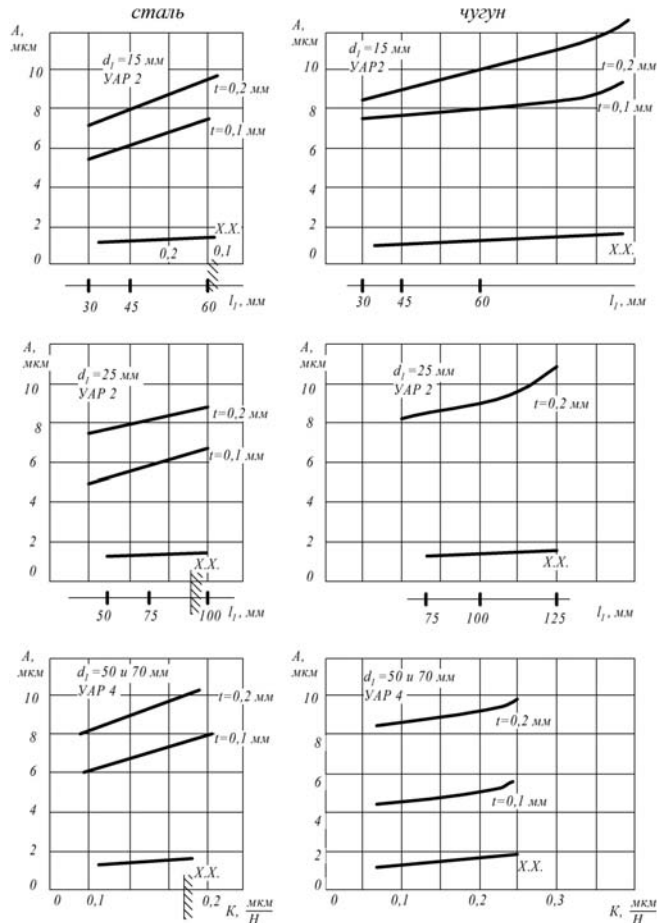


Рис. 4. Колебания длинных борштанг при растачивании;
 Х.Х. – холостой ход

Возможность использования податливости в качестве критериальной характеристики виброустойчивости определяется характерными соотношениями между параметрами упругой системы отделочно-расточных станков с консольными борштангами и вовсе не означает, что динамический расчет станка может быть вообще заменен статическим расчетом. На рисунке 4 приведены средние значения податливости системы, однако, шпиндельные головки, использованные в эксперименте, характеризуются

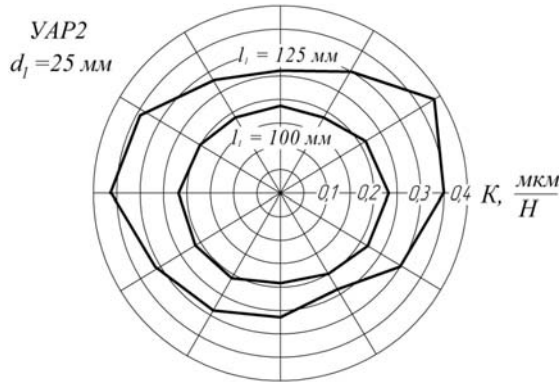


Рис. 5. Угловая эпюра радиальной податливости у реза

заметной неравномерности податливости по углу поворота шпинделя (рис. 5). При испытаниях шпиндельных головок установлено, что овализация угловой эпюры радиальной податливости является типичной. На осциллограмме изгибных колебаний борштанги при растачивании отчетливо видна амплитудная модуляция с частотой, равной удвоенной частоте вращения шпинделя.

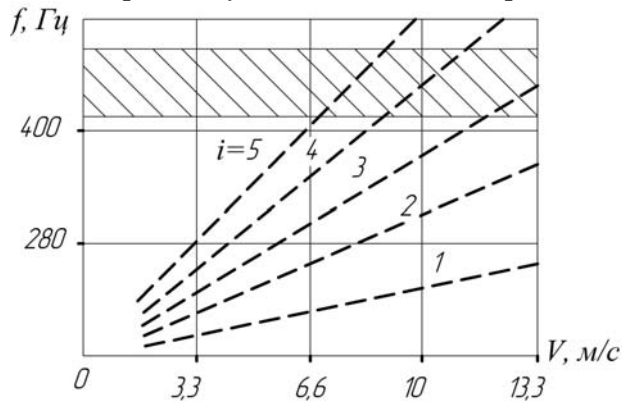


Рис. 6. Условия возникновения параметрических колебаний

В проведенных опытах с длинными борштангами явление параметрической неустойчивости не обнаружено. Причиной этого является невыполнение условий возбуждения параметрических резонансов при выбранных скоростях резания. На рисунке 6 сопоставлены значения собственных частот, при которых возбуждается i -ый параметрический резонанс, $f_{i} = \frac{1000 \cdot i \cdot V}{60 \cdot d}$ (штриховые линии) с измеренными значениями частот свободных колебаний борштанг длиной от 75 до 125 мм (заштрихованная область). Видно, что при всех значениях i от 1 до 5 параметрические резонансы не может возникнуть при скорости резания, меньшей 6,6 м/с.

Консольное закрепление расточных борштанг на шпиндельных головках, предотвращающих "увод" оси отверстия, применяется при финишной

обработке высокоточных отверстий. Вместе с тем известно, что консольный инструмент обладает большой изгибной податливостью, что приводит к увеличению погрешностей обработки, вызванных статическими отжимами и колебаниями. Поэтому на практике применяют разные способы повышения изгибной жесткости и виброустойчивости, например, изготавливают борштанги из твердых сплавов с повышенным модулем Юнга или применяют составные борштанги с повышенным рассеиванием энергии. Известно, что увеличение жесткости и демпфирования, консольных борштангах благоприятно сказывается на точность обработки. Иначе обстоит дело с изменением массы консольного инструмента, в некоторых случаях изменение массы приводит к увеличению виброустойчивости, а в других – к нарастанию колебаний [3]. Для разграничения этих случаев рассмотрим условие устойчивости одномассовой замкнутой динамической системы. Уравнение движения упругой системы замкнутой на процесс резания имеет вид (2)

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + cy = k_1 P, \\ T_p \frac{dP}{dt} + P = -k_p k_2 y, \end{cases} \quad (2)$$

где $T_p = \frac{a}{V}$ – постоянная времени стружкообразования, a – толщина стружки; V – скорость резания;
 m – приведенная масса;
 b – коэффициент демпфирования;
 c – жесткость упругой системы;
 P – главная составляющая силы резания;
 k_1, k_2 – коэффициенты, зависящие от ориентации силы резания относительно главных осей жесткости упругой системы;
 k_p – коэффициент резания.

Используя обозначения $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ (первая собственная частота упругой системы) и $\tau = \omega_0 \cdot t$ (безразмерное время) уравнения (2) примут вид

$$\begin{cases} m \cdot \omega_0^2 \frac{d^2 y}{d\tau^2} + b \cdot \omega_0 \frac{dy}{d\tau} + cy = k_1 P, \\ T_p \cdot \omega_0 \frac{dP}{d\tau} + P = -k_p k_2 y. \end{cases} \quad (3)$$

Разделив первое уравнение на $m \cdot \omega_0^2$, получим

$$\begin{cases} \ddot{y} + \frac{b}{m \cdot \tau_0^2} \dot{y} + \frac{c}{m \cdot \tau_0^2} y = \frac{k_1}{m \cdot \tau_0^2} P, \\ T_p \cdot \frac{dP}{dt} + P = -k_p k_2 y, \end{cases} \quad (4)$$

где точками обозначено дифференцирование по времени.

Введем обозначения для безразмерных параметров: диссипации $k = \frac{b}{m \cdot \tau_0^2}$; постоянная времени стружкообразования $\tau_0 = \tau_0 \cdot T_p$. С учетом этих параметров и так как $m \cdot \tau_0^2 = c$, систему уравнений (4) представим в виде

$$\begin{cases} \ddot{y} + k\dot{y} + y = \frac{k_1}{c} P, \\ \dot{P} + P = -k_p k_2 y. \end{cases} \quad (5)$$

Приведем систему уравнений (5) к одному дифференциальному уравнению собирая коэффициенты при y , получим (6)

$$\ddot{y} + (1 + \tau_0 \cdot k) \cdot \dot{y} + (1 + \tau_0^2 \cdot k) \cdot y = 0 \quad (6)$$

где $\tau_0^2 = \frac{k_1 k_2 k_p}{c}$ – коэффициент связанности.

Для определения устойчивости воспользуемся критерием Рауса–Гурвица:

$$a_0 = 1; a_1 = 1 + \tau_0 \cdot k; a_2 = 1 + \tau_0^2 \cdot k; a_3 = 0.$$

Характеристическое уравнение имеет вид:

$$a_0 \cdot z^3 + a_1 \cdot z^2 + a_2 \cdot z + a_3 = 0$$

Устойчивость решений этого уравнения будет при:

$a_0 > 0, a_1 > 0, a_2 > 0, a_3 > 0$ и $a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0$, т.е.

$(1 + \tau_0 \cdot k)(1 + \tau_0^2 \cdot k) - (1 + \tau_0^2 \cdot k) > 0$, тогда устойчивость решений определяется выражением

$$\tau_0 < k(\tau_0^2 + 1 + k) \quad (7)$$

Правую часть (7) обозначим через $\tau_{0\text{г}}$ – граничное значение коэффициентов связанности УС станка с процессом резания

$$\tau_{0\text{г}} = k(\tau_0^2 + 1 + k)$$

Далее найдем зависимость $\tau_{0\text{г}}$ от τ_0 .

$$\tau_{0\text{г}} = \tau_0 \cdot T_p$$

Учитывая, что логарифмический декремент колебаний для отделочно-расточных станков находится в пределах $\Delta = 0,05 - 0,2$, и что $\Delta = \tau_0 \cdot k$, примем в расчетах среднее значение $k = 0,04, T_p = 4 \cdot 10^{-4}, c$.

Зависимость $\tau_{0\text{г}}$ от τ_0 представлена на рисунке 7.

Таблица 4

Расчет параметра устойчивости – γ_0

f_0 Γ_u	100	200	300	350	400	450	500	600	700	800	900
ω_0 $\frac{-1}{c}$	628	1256	1884	2198	2512	2826	3140	3768	4396	5024	5338
θ	0,251	0,50	0,75	0,88	1,00	1,13	1,25	1,50	1,75	2,01	2,14
γ_0	0,171	0,10	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11

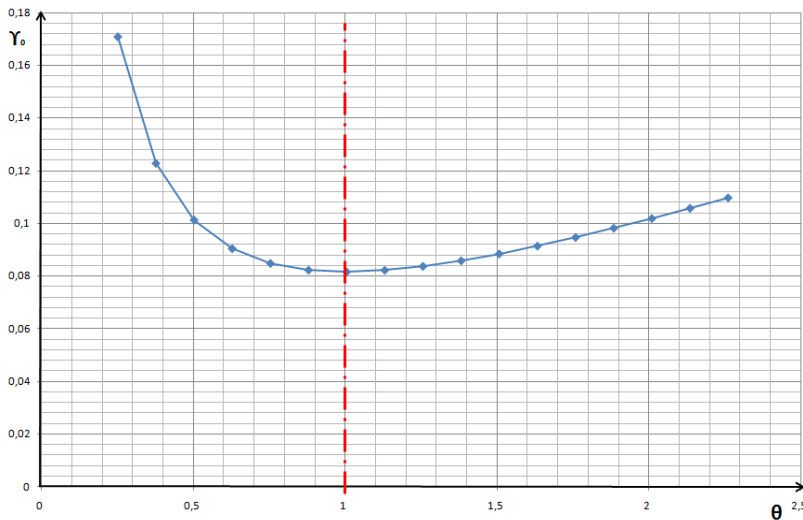


Рис. 7. Зависимость γ_0 от θ

Из рисунка 7 видно и таблице 4, что для борштанг с собственной частотой меньше 400 Гц для повышения устойчивости системы при обработке борштангами большого диаметра необходимо увеличить массу, что приводит к уменьшению θ и увеличению γ_0 , и, наоборот, для борштанг, работающих с частотой более 400 Гц, для повышения устойчивости необходимо массу уменьшать, что приводит к увеличению собственной частоты борштанги.

Выводы

1. Изучены и уточнены параметры упругой системы шпиндель-борштанга, отделочно-расточных станков.
2. Приведены экспериментальные результаты исследований изгибных колебаний борштанги при холостом ходе и резании.
3. Установлено, что при приближении к границе устойчивости развиваются узкополосные колебания с нарастанием среднего значения и вариациями амплитуды, а при дальнейшем увеличении длины борштанги наблюдаются устойчивые колебания высокого уровня. Частота колебаний при всех значениях длины борштанги мало отличается от ее собственной частоты.

4. Изучено влияние увеличения демпфирования и жесткости, а также изменения массы борштанги на виброустойчивость.

5. Изучены условия возникновения параметрических резонансов в зависимости от собственной частоты борштанги и варьирования скорости резания.

Литература

1. П.А. Лінчевський та ін.. Обробка 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. Крупное и массовое производство. НИИмаш., Москва 1979. – 93с.

3. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

Надійшла до редакції 16.04.2014