

Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. High-Speed Machining. München — Wien: Carl Hanser Verlag, 1996. — 286 s. 3. Rivin E.I. Tooling System: Interface between Cutting Edge and Machine Tool// Annals of CIRP. — 2000. — Vol. 49. — № 2. — P. 591 — 634. 4. Weck M., Hennes N., Krell M. Spindle and Toolsystems with High Damping// Annals of CIRP. — 1999. — Vol. 48. — № 1. — P. 297 — 302. 5. Huston M.F., Knobloch G.W. Cutting Materials, Tools, Market Trends in USA//VDI Berichte. — 1998. — № 1399. — P. 21 — 53. 6. Koren Y., Pasek Z.J., Szuba P. Design of Precision, Agile Line Boring Station// Annals of CIRP. — 1999. — Vol. 48. — № 1. — P. 313 — 316. 7. Cichosz P., Petyniak A. Wyważanie obrotowych narzkdzi skrawajnych// Mechanik. — 2003. — № 10. — S. 595 — 600.

УДК 621. 793

**М.Л. Хейфец, А.А. Лысов, Н.Л. Грецкий**

## **ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ТВЕРДЫХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ**

*Полоцкий государственный университет,  
Новополоцк, Беларусь*

Повышение прочности железобетонных конструкций требует использования специального алмазного инструмента для их обработки, в частности для сверления монтажных и технологических отверстий, каналов, уступов и т.д.

Работающее кольцевое алмазное сверло можно представить как круг, вышлифовывающий отверстие своей торцевой поверхностью. Конструкцией сверла является тонкостенное алмазосодержащее кольцо, расположенное на торце трубы.

Вследствие высокой хрупкости алмазного слоя радиальное биение боковой поверхности кольца относительно наружной поверхности трубы должно быть не более 0,4 мм для сверл диаметром свыше 50мм, а торцевое биение алмазного слоя не должно превышать 0,5 мм. [1].

Опыт использования высокопроизводительных алмазных инструментов в производстве показал, что вследствие большого количества стыков при недостаточной виброустойчивости технологической системы в процессе сверления возникает интенсивная вибрация, значительно ухудшающая качество

обработанных отверстий и вызывающая дополнительные нагрузки на инструмент, его интенсивный износ и разрушение.

В процессе сверления шпиндель установки приводится во вращение от электродвигателя. Вместе с вращением шпинделю передаются нескомпенсированные колебания, биеение инструмента, вибрация и другие возмущения. При совпадении собственной частоты шпинделя с закрепленным инструментом и частоты внешних возмущений в колебательном контуре технологической системы создаются условия для поддержания колебаний на резонансном уровне. Изучение закономерностей собственных колебаний шпинделя и инструмента, их форм и частот позволяет построить динамическую модель шпиндельного узла инструмента и выработать рекомендации по повышению виброустойчивости технологической системы [2].

Решение поставленной задачи рассмотрим на примере динамической модели шпиндельного узла с кольцевым сверлильным инструментом, расчетная схема которой (рис. 1) представляет собой консольную балку на двух радиальных опорах в точках  $A, B$  и осевой опоре в точке  $C$ . На консоли в точке  $O$  закреплен инструмент радиусом  $R$ . Длина консоли  $l_1 = |OA|$ . Длина пролета между опорами  $A$  и  $B$   $l_2 = |AB|$ . Диаметр консольной части  $d_1$ , пролета  $d_2$ , плотность материала шпинделя  $\rho'$ . К инструменту приложены главная  $P_z$  отжимающая  $P_y$  составляющие силы резания. Колебательные движения шпиндельного узла описываются в обобщенных координатах  $\delta_i$  перемещениями:  $\delta$  — относительно точки  $O$ ;  $\delta_A$  — относительно точки  $A$ ;  $\delta_B$  — относительно точки  $B$ ;  $\delta_{oc}$  — относительно точки  $C$ ; для сосредоточенных масс  $m_i$ :  $\delta$  — инструмента, приведенного к точке  $O$ ;  $m_o = \pi \rho' d_1^2 l_1 / 8$  — части консоли, приведенной к точке  $O$ ;  $m_A = \pi \rho' (d_1^2 l_1 + d_2^2 l_2) / 8$  — частей консоли и пролета, приведенных к точке  $A$ ;  $m_B = \pi \rho' d_2^2 l_2 / 8$  — части пролета, приведенной к точке  $B$ .

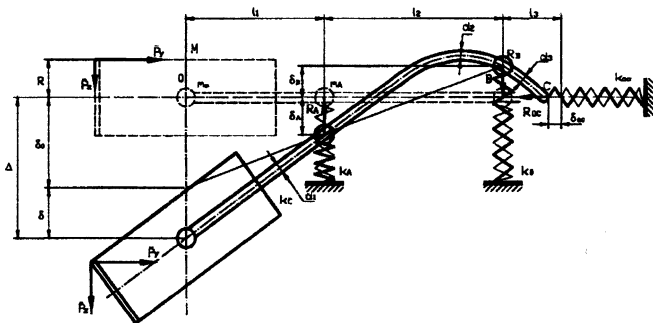


Рис. 1. Расчетная схема колебаний в динамической модели шпиндельного узла с инструментом при сверлении

Реакции упругодеформированных опор (см. рис. 1) представим зависимостями для опоры в точке А:  $R_A = P_z(1 + l_1/l_2) - P_y R/l_2$ ; для опоры в точке В:  $R_B = P_z l_1/l_2 - P_y R/l_2$ ; для осевой опоры в точке С:  $R_{OC} = P_y$ .

Математическое описание динамической модели шпиндельного узла высокопроизводительного инструмента представим системой дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода для обобщенных координат  $\delta_i$ ,

$$\frac{d}{d\tau} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{\delta}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial \delta_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \delta_i} = 0,$$

где  $\tau$  — текущее время;  $K$  — кинетическая,  $\Pi$  — потенциальная энергия системы.

Для консервативных механических систем уравнение Лагранжа преобразуется

$$\frac{d}{d\tau} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{\delta}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial \delta_i} = 0.$$

Потенциальная и кинетическая энергии системы описывается матрицами жесткости и масс с постоянными коэффициентами для квадратичных форм обобщенных координат  $\delta_i$  и скоростей  $\dot{\delta}_i$ .

Для определения закономерности, формы и частоты собственных свободных колебаний шпинделя с инструментом нужно найти собственные числа и собственные векторы матрицы  $K^{-1}\Pi$ . Собственные частоты радиальных колебаний шпинделя с инструментом определяем через собственные числа

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i}.$$

Формы собственных радиальных колебаний шпиндельного узла с инструментом определяются собственными векторами, которые находятся при подставке собственных чисел в матрицу  $K^{-1}\Pi$ .

В результате формы собственных радиальных колебаний шпинделя инструмента ( $\Delta, \delta_A, \delta_B$ ) определяются уравнениями:

$$\Delta = \delta + \delta_o = \delta + \delta_A(1 + m) + (-\delta_B)m,$$

$$\delta_A = \frac{(2C - \lambda)(B - \lambda) - \sigma C^2}{mC(B - \lambda) - mCA} \delta,$$

$$\delta_B = \frac{(2C - \lambda)A - \sigma C^2}{mC(B - \lambda) - mCA} \delta,$$

где  $m = l_1/l_2$ ,  $n = d_2/d_1$ ,

$$\sigma = 8Mm^2 / (\pi \rho' d_2^2 l_2) n^2 + m^3 / n^2,$$

$$C = [(P_z^2 l_1 - P_y^2 R) n^6 / [8M / (\pi \rho' d_1^2 l_2)] + m] / l_2,$$

$$A = [P_z^2 (2l_1 + l_2 + l_1^2 / l_2) - 2P_y P_z (1 + l_1 / l_2) R + P_y^2 (R^2 / l_2 + R)] / l_2,$$

$$B = [P_z^2 l_1^2 / l_2 - 2P_y P_z R l_1 / l_2 + P_y^2 (R^2 / l_2 + R)] / l_2.$$

Таблица 1

Расчет параметров шпиндельных узлов с инструментом при сверлении  
( $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{Па}$ ,  $\rho' = 7900 \text{кг/м}^3$ )

Размеры, коэффициенты, параметры, значения	Варианты типоразмеров инструмента и режимов сверления			
	I	II	III	IV
$R$ , м	0,04	0,04	0,05	0,05
$M$ , кг	1,5	1,5	2,0	2,0
$P_z$ , Н	60	100	60	100
$P_y$ , Н	300	500	300	500
$l_1$ , м	0,20	0,20	0,30	0,30
$l_2$ , м	0,080	0,080	0,010	0,010
$d_1$ , м	0,020	0,020	0,025	0,025
$d_2$ , м	0,015	0,015	0,020	0,020
$m$	2,5	2,5	3	3
$n$	0,75	0,75	0,8	0,8
$\sigma$	196,75	196,75	187,3	187,3
$C$ , $\text{Н}^2$	-363	-1010	-673	-1870
$A$ , $\text{Н}^2$	48600	135000	53100	147500
$B$ , $\text{Н}^2$	45000	125000	45900	127500
$\omega_1$	36	60	55	96
$\omega_2$	47	79	44	73
$\omega_3$	220	367	225	344

На основе экспериментальных данных динамической модели были проведены расчеты для разных типоразмеров инструментов, закрепленных в шпиндельных узлах и при различных режимах обработки отверстий.

В табл. 1 представлены исходные данные, описывающие размеры шпинделя  $l_1, l_2, d_1, d_2$  и расчетные значения коэффициентов  $m, n, \delta$ , параметров  $C, A, B$  описывающих распределение нагрузок и собственные частоты  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ .

Экспериментальные данные по возбуждению колебаний шпиндельного узла при алмазном шлифовании [3] близки к расчетным соотношениям (табл. 1).

В табл. 2 представлены формы  $(\Delta, \delta_A, \delta_B)$  собственных радиальных колебаний шпиндельного узла с инструментом при принятом смещении  $\delta_A=1$ , соответствующие расчетным значениям частот собственных колебаний  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ .

Для определения закономерностей колебаний шпинделя с инструментом необходимо иметь амплитуды колебаний, которые находятся при заданных начальных условиях для обобщенных координат  $\delta(0), \delta_A(0), \delta_B(0)$  или скоростей  $\dot{\delta}(0), \dot{\delta}_A(0), \dot{\delta}_B(0)$ .

При наличии закономерности, описывающей колебания шпинделя, можно определить коэффициенты жесткости  $k_C, k_A, k_B$  консоли, 1-й и 2-й опор соответственно. Для этого в уравнения движения шпинделя с инструментом подставляются  $\ddot{\delta} = -\omega^2\delta, \ddot{\delta}_A = -\omega^2\delta_A, \ddot{\delta}_B = -\omega^2\delta_B$

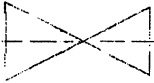
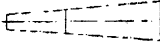
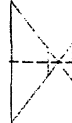

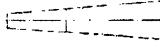
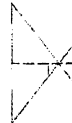
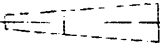

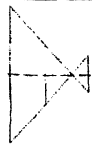
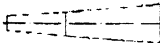
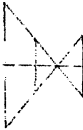
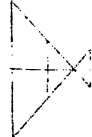
$$\begin{cases} k_C\delta + k_A\delta_A - k_B\delta_B - P_z - m_B\ddot{\delta}_B + m_A\delta_A + (m_O + M)\ddot{\delta} = 0; \\ P_yR + [k_C\delta + (m_O + M)\ddot{\delta} - P_z]l_1 - [m_B\ddot{\delta}_B + k_B\delta_B]l_2 = 0; \\ P_yR + [k_C\delta + (m_O + M)\ddot{\delta} - P_z](l_1 + l_2) + [m_A\ddot{\delta}_A + k_A\delta_A]l_2 = 0. \end{cases}$$

В табл. 2 представлены соотношения коэффициентов жесткости  $k_C, k_A, k_B$ , соответствующие собственным частотам колебаний шпинделя с инструментом. Для определения действительных значений коэффициентов жесткости необходимо вместо  $\delta, \delta_A, \delta_B$  подставлять амплитуды колебаний.

Таким образом, моделирование собственных колебаний шпиндельного узла установки с закрепленным кольцевым алмазным сверлом позволяет разрабатывать виброустойчивые конструкции и рекомендации по режимам обработки железобетона.

Таблица 2

Формы колебаний и соотношения коэффициентов жесткости кольцевого сверла и опор для различных собственных частот колебаний шпиндельного узла по вариантам I-IV

$\omega = 36 \text{ Гц}$			$\omega = 47 \text{ Гц}$			$\omega = 220 \text{ Гц}$		
I			I			I		
								
$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$
4,5	1	3,05	0,68	1	1,1	45,8	1	16,8
$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$
2220	120	97	1209	200	212	94000	3893	400
$\omega = 60 \text{ кГц}$			$\omega = 79 \text{ Гц}$			$\omega = 367 \text{ Гц}$		
II			II			II		
								
$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$
2,96	1	1,3	0,68	1	1,1	45	1	16,5
$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$
6118	328	529	2008	562	699	262000	10683	1150
$\omega = 44 \text{ Гц}$			$\omega = 55 \text{ Гц}$			$\omega = 225 \text{ Гц}$		
III			III			III		
								
$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$
0,53	1	1,1	34	1	23,3	61	1	18,7
$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$
2505	416	492	7980	756	61	139000	7436	955
$\omega = 73 \text{ Гц}$			$\omega = 92 \text{ Гц}$			$\omega = 344 \text{ Гц}$		
IV			IV			IV		
								
$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$	$\Delta$	$\delta_A$	$\delta_B$
0,53	1	1,1	44	1	22	61	1	18,7
$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$	$k_C$	$k_A$	$k_B$
6551	1190	1487	22155	2065	154	387000	20147	2698

## ЛИТЕРАТУРА

1. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник. / Под ред. А.Н. Резников. — М.: Машиностроение, 1977. — 384 с. 2. Л.М. Кожуро, Ж.А. Мрочек, М.Л. Хейфец, и др. Обработка износостойких покрытий. — Мн.: Дизайн ПРО, 1997. — 208 с. 3. Скучас И.Ю., Аугустайтис В.В., Жвирблис А.В. Развитие методов автоматизированного проектирования функциональных частей ГПС. — Вильнюс: Моклас, 1989. — 304 с.

УДК 681.122

**Л.А. Чернобай, А.Н. Карташевич, В.В. Лисовский**

### **УСТРОЙСТВО ИЗМЕРЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ГАЗОВЫХ СРЕД ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ**

*Белорусский государственный аграрный технический университет  
Минск, Беларусь*

В связи с широким внедрением упрочняющих технологий в машиностроении [1] весьма актуальным становится вопрос о создании современных систем измерения и регулирования расхода газовых сред, имеющих связь с ПЭВМ и устройство вывода на регистратор. Это связано с тем, что в настоящее время в качестве измерителя расхода используются поплавковые ротаметры, разработанные в середине прошлого столетия. Данные ротаметры имеют малую точность и большую флуктуацию измерительного поплавка, что не позволяет установить требуемый расход (погрешность установки может достигать 30%). Следует отметить, что выполнение таких упрочняющих технологий, как объемная закалка, предполагает нагревание в печах со специальной газовой смесью, нагревание происходит в течение длительного времени при различных температурах с определенным составом газовой смеси. Нарушение технологического процесса приводит к резкому снижению качества деталей.

В работе приводятся результаты разработки ультразвукового измерителя расхода, обладающего следующими преимуществами по сравнению с используемыми в настоящее время ротаметрами:

1. Диапазон измеряемых расходов  $(0,06-10)\text{м}^3/\text{час}$ .
2. Точность измерения расхода  $+1,5\%$ .