

Теоретические исследования процесса виброакустической динамики шпиндельных бабок сборной конструкции***Г. В. Кадубовская, А. Н. Чукарин**

Теоретически исследованы уровни вибрации и шума шпиндельных бабок сборной конструкции. Отмечается, что в данном случае изменяется колебательная система бабки — и это приводит к необходимости моделирования виброакустической динамики указанных конструкций. Основой для расчета спектров вибрации и шума является метод энергетического баланса конструкции, состоящей из системы прямоугольных пластин, в которые поступают потоки вибрационной мощности от опор шпинделя. Проведены соответствующие расчеты для корпусов бабок, изготовленных из стали и чугуна. Получены следующие данные. У корпуса чугунной шпиндельной бабки скорость распространения изгибных волн меньше в 0,62 раза, собственные частоты колебаний — в 0,78 раз, коэффициент поглощения вибрационной мощности больше в 11,4 раза, что приводит к значительному уменьшению уровней шума.

Актуальность исследования обоснована широким распространением шпиндельных бабок сборной конструкции в производстве, особенно на станках токарной группы.

Ключевые слова: шум, вибрация, шпиндельная бабка, сборная конструкция, токарные станки.

Введение. Шум на рабочих местах операторов токарных станков является одним из наиболее распространенных неблагоприятных производственных факторов. С увеличением производительности, мощности и быстроходности современных токарных станков растет уровень вибрации и шума на рабочих местах. Интенсивным открытым источником шума, нередко превышающего санитарные нормы, является шпиндельная бабка. Находясь в непосредственной близости от оператора, она создает угрозу его здоровью и работоспособности, что в свою очередь влияет на производительность труда. Кроме того, шум является одним из важнейших комплексных показателей качества станков. По уровню шума можно судить в том числе о неточности изготовления и сборки деталей и узлов, а это важно для сохранения конкурентоспособности производства. Поэтому улучшение виброакустических характеристик является значимой научно-технической и экономической задачей.

Целью данной статьи является теоретическое исследование уровней вибрации и шума шпиндельных бабок сборной конструкции, которые в настоящее время получили широкое распространение в производстве, особенно на станках токарной группы.

Изготовление тел вращения является самым распространенным в металлообработке видом производства. Этим объясняется и количественное преобладание токарных станков на соответствующих предприятиях, и разнообразие их конструктивных особенностей. Современные токарные станки, в отличие от классических, имеют приводы бесступенчатого регулирования и системы программного управления. Таким образом, в конструкции значительно сокращается количество источников вибрации, из которых основными являются шпиндельная бабка и зона резания. Конструкция шпиндельной бабки, как правило, имеет классическую форму. Это цельнолитой коробчатый прямоугольный замкнутый параллелепипед, в передней и задней стенках которого установлены шпиндельные опоры. Корпус шпиндельной бабки устанавливается на станину и закрепляется. Сам шпиндель проходит корпус бабки насквозь и имеет два консольных участка: на одном конце закрепляется патрон с заготовкой, на другом — шкив ременной передачи различных конструкций. Таким образом, вибрации, возникающие

* Работа выполнена в рамках государственного задания № 2898 по теме: «Разработка фундаментальных основ методологии проектирования технических систем с обеспечением безопасных условий эксплуатации».

при вращении шпинделя и обработке заготовки, передаются на стенки шпиндельной бабки, а далее — на станину.

Расчету цельнолитых корпусных деталей посвящены работы [1, 2, 3, 4]. Следует отметить исследования по снижению вибрации узлов шпинделей на подшипниках качения [5, 6].

Результаты исследования. На предприятиях, эксплуатирующих металлорежущие станки (в особенности при их модернизации, а также при отсутствии литейного производства), зачастую изготавливаются сборные корпуса шпиндельных бабок. На рис. 1 приведена их расчетная схема. Она обладает существенными особенностями в формировании и распространении потоков вибрации по всем элементам корпуса.

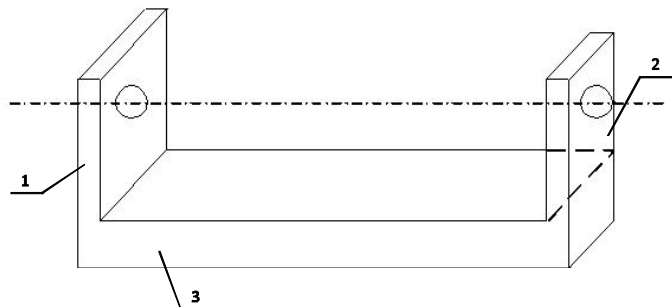


Рис. 1. Расчетная схема корпуса сборной шпиндельной бабки: 1, 2 — боковые стенки корпуса; 3 — основание корпуса

Основание такой шпиндельной бабки устанавливается на станину, а в вертикальные пластины монтируются опоры шпинделя. Такая система может быть изготовлена не только из чугуна, но и из конструкционной стали. Данная корпусная деталь обладает рядом преимуществ по критериям технологичности и металлоемкости. Однако ее жесткость, диссипативные характеристики ниже, чем у цельнолитой конструкции замкнутой формы. Эти недостатки могут привести к возникновению повышенных уровней вибрации и, соответственно, к интенсивному звуковому излучению. Вместе с этим необходимо отметить, что элементы такой системы могут быть многослойными (типа сэндвич-конструкции), изготовленными с применением эффективных вибропоглощающих материалов. Поэтому в данной статье приводятся теоретические исследования процесса шумообразования сборной шпиндельной бабки на примере металлорежущих и деревообрабатывающих станков.

Система уравнений энергетического баланса для такой конструкции примет вид [1, 7]:

$$\begin{aligned} \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l_{13} q_1 &= \alpha_{31} l_{13} q_3 + N_1, \\ \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 &= \alpha_{32} l_{23} q_3 + N_2, \\ \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 &= \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{23} l_{23} q_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где S_i — площадь пластин, м^2 ; q_i — потоки вибрационной мощности в элементах конструкции, Вт/м ; l — длина линии контакта, м ; N_i — вводимая в соответствующий элемент вибрационная мощность от опор шпинделя, Вт ; α_{ij} — коэффициент передачи вибрационной мощности между элементами конструкции (в индексе первая и вторая цифры означают соответственно пластины, из которой/в которую передается вибрационная мощность), определяемый по формуле:

$$\alpha_{ij} = \frac{\langle \tau \rangle}{\pi} = \frac{\tau_{0ij} \Psi}{\pi}.$$

Здесь ψ — функция, учитывающая соотношение толщин пластин (определяется из графика [8]); τ_{0ij} — коэффициент прохождения нормально падающей волны из i -й пластины в j -ю пластину, определяемый по формуле:

$$\tau_{0ij} = \frac{2 \left(\frac{h_j}{h_i} \right)^{2,5}}{\left[1 + \left(\frac{h_j}{h_i} \right)^{2,5} \right]^2}.$$

Здесь $\frac{h_i}{h_j}$ — соотношение толщин пластин, м.

На основе данных работы [7] выражения δ_i и q_i приведены к следующему виду:

$$\delta_i = 2,3\eta \sqrt{\frac{f_{mn}}{C_{ni} h_i}}, \quad (2)$$

$$q_i = 0,7 m_{0i} U_{mni}^2 \sqrt{f_{mni} C_{ni} h_i},$$

где h_i — толщина пластины, м; m_{0i} — распределенная масса, кг/м²; U_{mni} — скорость колебаний на собственных частотах, м/с; $f_{mni} = \frac{\pi}{4} h \sqrt{\frac{E_i}{3\rho(1-\mu_i^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)$ — собственные частоты колебаний элементов корпуса, Гц.

Здесь l_1 и l_2 — размеры пластины; m и n — постоянные числа, определяющие соответствующую форму колебания; $C_{ni} = \sqrt{\frac{E_i}{\rho_i(1-\mu_i^2)}}$ — скорость распространения продольной волны в пластине, м/с,

где E_i — модуль упругости, Па; ρ_i — плотность материала, кг/м³; μ_i — коэффициент Пуассона.

Поскольку длины линий контакта с основанием для двух вертикальных стоек равны, то система (1) примет вид:

$$\begin{aligned} \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l q_1 &= \alpha_{31} l q_3 + N_1, \\ \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l q_2 &= \alpha_{32} l q_3 + N_2, \\ \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{31} l q_3 + \alpha_{32} l q_3 &= \alpha_{13} l q_1 + \alpha_{23} l q_2. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений относительно потоков вибрационной мощности в элементах конструкции получено в следующем виде:

$$\begin{aligned} q_1 &= \frac{\alpha_{31} l q_3 + N_1}{\delta_1 S_1 + \alpha_{13} l}, \\ q_2 &= \frac{\alpha_{32} l q_3 + N_2}{\delta_2 S_2 + \alpha_{23} l}, \\ q_3 &= \frac{\alpha_{13} l q_1 + \alpha_{23} l q_2}{\delta_3 S_3 + \alpha_{31} l + \alpha_{32} l}. \end{aligned}$$

Исходя из этого, определим скорости колебаний элементов корпуса:

$$U_{mni}^2 = \frac{q_i}{0,7 m_{0i} \sqrt{f_{mni} C_{ni} h_i}}.$$

Используя известные зависимости уровней звуковой мощности и соотношений между звуковым давлением и звуковой мощностью, получим определения уровней шума шпиндельной бабки в следующем виде:

$$L_{pi} = 20 \lg U_{mni} + 10 \lg S_i - 20 \lg r + 138, \quad (3)$$

где r — расстояние от соответствующего элемента до расчетной точки, м.

Все элементы корпуса излучают звуковую энергию одновременно, поэтому уровень звукового давления, создаваемый на рабочем месте, определяется энергетическим суммированием всех источников по известной формуле [1]:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg (10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2} + 10^{0,1L_3}).$$

В этом случае целесообразно решать обратную задачу, т.е., исходя из предельно допустимых уровней звукового давления на рабочем месте оператора, определить требуемые значения скорости колебаний корпуса или шпиндельной бабки. В этом случае в первую часть выражения (3) подставляются предельно допустимые уровни звукового давления, искусственно уменьшенные на 2–3 дБ. Это следует учитывать, если на участке одновременно работают несколько станков. Тогда выражение для требуемых значений скоростей колебаний элементов:

$$U_{mni}^* = 10^{0,05L_c - 7 + 10 \lg \frac{r}{\sqrt{S_i}}},$$

где L_c — предельно допустимые уровни звукового давления, дБ; r — расстояние от источника до расчетной точки, м.

Скорость колебаний элементов корпуса определяется геометрическими размерами, физико-механическими характеристиками материала, а также вводимой через опоры вибрационной мощностью, которая, в свою очередь, зависит от технологических режимов резания, от координаты приложения силы резания относительно опор и является функцией времени.

Используя известные соотношения деформации в опоре и жесткости опоры, получаем следующее выражение:

$$N_i = \frac{p_i(t)}{J_{ji}} \cdot \frac{dp(t)}{dt},$$

где $p(t)$ — реакция в соответствующей опоре, Н; J_{ji} — жесткость опоры, Н/м.

Ниже приведены результаты расчетов скорости распространения продольной волны и собственной частоты колебаний для корпусов из стали и чугуна.

Для стали:

$$C_{nc} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{7800(1 - 0,28^2)}} = 29,2 \cdot 10^6 \text{ м/с},$$

$$f_{mnc} = \frac{3,14}{4} h \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 7800(1 - 0,28^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) = 2449,6 h \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right).$$

Для чугуна:

$$C_{nc} = \sqrt{\frac{1,16 \cdot 10^{11}}{7000(1 - 0,27^2)}} = 17,9 \cdot 10^6 \text{ м/с},$$

$$f_{mnc} = \frac{3,14}{4} h \sqrt{\frac{1,16 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 7000(1 - 0,27^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) = 1916,1 h \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right).$$

На основе этих данных получены величины коэффициентов поглощения.

Для стали:

$$\delta_c = 2,3 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2449,6h \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}{29,2 \cdot 10^6 h_i}} = 0,0211 \cdot 10^{-4} \sqrt{\left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}.$$

Для чугуна:

$$\delta_u = 2,3 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{1916,1h \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}{17,9 \cdot 10^6 h_i}} = 0,0238 \cdot 10^{-3} \sqrt{\left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}.$$

Результаты расчетов показали, что при одинаковых габаритных размерах корпусов балок, изготовленных из стали и чугуна, существенно изменяются скорости распространения изгибных волн, собственные частоты колебаний и потоки вибрационной мощности в элементах корпуса.

В частности:

$$\begin{aligned} \frac{f_{мнч}}{f_{мнс}} &= \frac{1916}{2450} = 0,78, \\ \frac{C_{пч}}{C_{пс}} &= \frac{18}{29} = 0,62, \\ \frac{\delta_u}{\delta_c} &= \frac{240}{21} = 11,4. \end{aligned}$$

Таким образом, у корпуса шпиндельной бабки, изготовленной из чугуна, скорость распространения изгибных волн уменьшится в 0,62 раза, собственные частоты колебаний — в 0,78 раз. Коэффициент поглощения вибрационной мощности увеличится в 11,4 раза, что приводит к значительному уменьшению уровней шума.

Заключение. Дальнейшее снижение шума и вибрации сборных корпусов шпиндельных бабок может быть достигнуто при использовании пластин типа сэндвич-конструкций с вибропоглощающими материалами. Для сборных корпусов это технологически выполнимо, а требуемые величины коэффициентов потерь колебательной энергии реально достижимы за счет подбора толщин отдельных элементов сборных пластин.

Достоверность расчетов виброакустических характеристик пластинчатых конструкций в значительной степени зависит от точности задания частотнозависимых эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии по данным работ [9, 10].

Библиографический список

1. Чукарин, А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2006. — 152 с.
2. Шамшура, С. А. Математическая модель шумообразования виброударного упрочнения лонжеронов вертолетов / С. А. Шамшура, С. Н. Шевцов, А. Н. Чукарин // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2009. — Т. 9, № 2. — С. 217–223.
3. Чукарин, А. Н. Моделирование вибраций акустической системы станков при динамических испытаниях / А. Н. Чукарин, С. А. Шамшура // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2009. — Т. 9, № 3. — С. 427–433.
4. Финоченко, Т. А. Экспериментальные исследования шума прутковых токарных автоматов / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 10, № 2. — С. 234–238.
5. Tonshaff, H.-K. Noise reduction in circular sowing of metals / H.-K. Tonshaff, R. Westphal // CIRP Annals — Manufacturing Technology. — 1978. — Vol. 27, № 1. — P. 339–343.

6. Rebel, I. Planung hydraulischer Anlagen // CIRP Annals — Manufacturing Technology. — 1984. — № 14. — P. 193–196.
7. Никифоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. — Ленинград : Судостроение, 1990. — 200 с.
8. Спиридонов, В. М. Применение энергетического метода для расчета уровней звуковой вибрации // Борьба с шумом на судах. — Ленинград : Судостроение, 1965. — 108 с.
9. Колесников, И. В. Основы акустического проектирования кабин машинистов (теория и практика) / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников, А. Н. Чукарин. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2012. — 120 с.
10. Подуст, С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. — 160 с.

Материал поступил в редакцию 27.11.2014.

References

1. Chukarin, A. N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki. [Theory and methods of acoustic analysis and design of technological machines for machining: monograph.] Rostov-on-Don : DSTU Publ. Centre, 2006, 152 p. (in Russian).
2. Shamshura, S. A., Shevtsov, S. N., Chukarin, A. N. Matematicheskaya model' shumooobrazovaniya vibroudarnogo uprochneniya lonzheronov vertoletov. [Mathematical model of noise percussion reinforcement of helicopter spars.] Vestnik of DSTU, 2009, vol. 09, no. 2, pp. 217-223 (in Russian).
3. Chukarin, A. N., Shamshura, S. A. Modelirovanie vibratsiy akusticheskoy sistemy stendov pri dinamicheskikh ispytaniyakh. [Modeling of vibrations of acoustic tester system in dynamic tests.] Vestnik of DSTU, 2009, vol. 09, no. 3, pp. 427-433 (in Russian).
4. Finochenko, T. A., Chukarin, A. N. Eksperimental'nye issledovaniya shuma prutkovykh tokarnykh avtomatov. [Experimental research of rod turning machine noise.] Vestnik of DSTU, 2010, vol. 10, no. 2, pp. 234-238 (in Russian).
5. Tonshaff, H. K., Westphal, R. Noise reduction in circular sowing of metals. CIRP Annals, 1978, vol. 27, no. 1, pp. 339-343.
6. Rebel, I. Planung hydraulischer Anlagen. CIRP Annals, 1984, no. 14, pp. 193 — 196.
7. Nikiforov, A. S. Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruktsiy. Spravochnik. [Acoustic design of ship structures: handbook.] Leningrad : Sudostroenie, 1990, 200 p. (in Russian).
8. Spiridonov, V. M. Primenenie energeticheskogo metoda dlya rascheta urovney zvukovoy vibratsii. Bor'ba s shumom na sudakh. [Application of energy method to calculate the level of sound vibrations. Noise control on ships.] Leningrad : Sudostroenie, 1965, 108 p. (in Russian).
9. Kolesnikov, I. V., Pronnikov, Y. V., Chukarin, A. N. Osnovy akusticheskogo proektirovaniya kabin mashinistov (teoriya i praktika). [Fundamentals of acoustic design engineer cab (theory and practice): monograph.] Rostov-on-Don : DSTU Publ. Centre, 2012, 120p. (in Russian).
10. Podust, S. F., Chukarin, A. N., Boguslavskiy, I. V. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektrovozov. [Fundamentals of electric domestic vibroacoustic calculations: monograph.] Rostov-on-Don : DSTU Publ. Centre, 2013, 160 p. (in Russian).

THEORETICAL STUDY ON VIBROACOUSTIC DYNAMICS OF SPLIT-TYPE SPINDLE HEADS*

G. V. Kadubovskaya, A. N. Chukarin

Vibration and noise levels of the split-type spindle heads are theoretically investigated. It is noted that in this case, the head oscillating system changes and this leads to the need of modeling the vibroacoustic dynamics of these structures. The calculation of the noise and vibration spectra is based on the power balance method of the construction consisting of a system of rectangular plates where the vibration power flows from spindle bearings are transmitted. The appropriate calculations for spindle cases made of steel and cast iron are carried out. The following data are obtained. The propagation velocity of flexural waves of an iron spindle case is factor of 0.62 lower, its own oscillation frequency is factor of 0.78 lower, the vibration power absorption coefficient is 11.4 times larger, which leads to a significant reduction in noise levels. The investigation timeliness is proved by an extended application of split-type spindle heads in the production, particularly in lathe tools.

Keywords: noise, vibration, spindle head, split design, lathe tools.

* The research is done within the frame of government task no. 2898 on the theme "Development of the methodology baseline of engineering system design to ensure safe operating conditions."