

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 51:621.891+06

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ШУМООБРАЗОВАНИЯ ФРЕЗЕРНЫХ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ С ОПОРАМИ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

К.С. АХВЕРДИЕВ

(Ростовский государственный университет путей сообщения)

Приводится постановка задачи моделирования процесса шумообразования шпиндельных бабок сверлильных деревообрабатывающих станков с опорами двойного действия с газовой смазкой. Дается расчёт нагрузочных характеристик упорного газодинамического подшипника двойного действия в случае, когда элементы (ползуны), расположенные по обе стороны от направляющей, совершают колебания в направлении, перпендикулярном плоскости направляющей.

Ключевые слова: моделирование, процесс шумообразования, деревообрабатывающие станки, подшипники двойного действия, газовая смазка.

Введение. Деревообрабатывающие станки интенсивно эксплуатируются в различных отраслях промышленности, включая предприятия транспортного машиностроения. Корпусные и базовые детали являются основными источниками акустического излучения в интервале частот 31,5-500 Гц. По данным работы [1], у токарно-винторезных станков доля звуковой мощности шпиндельных бабок в общем звуковом поле станка составляет 48-52%, а станины – 33-35%. Следует иметь в виду, что основным источником возбуждения колебаний станины является именно шпиндельная бабка. Аналогичная картина, согласно исследованиям [2-4], наблюдается у токарно-револьверного станка 1325ФЗ0: для шпиндельной бабки составляет 48-50%, а станины – 42-45%; у токарно-револьверных станков 1Д325 и 1Е316П вклад источников более равномерный: шпиндельная бабка 32-35%, коробка подач 30-32%.

Корпусные детали принадлежат к классу энергетически замкнутых конструкций с небольшим коэффициентом потерь. Задача расчёта излучения звука такими конструкциями сводится к определению амплитуд колебательных скоростей соответствующих стенок, которые находятся из уравнений энергетического баланса. Ввод вибромощности в корпуса таких узлов, как шпиндельная бабка, редуктор, коробка подач, осуществляется только через подшипниковые опоры. Тогда система уравнений энергетического баланса может быть записана в виде [5]

$$\sum_1^{K_1} (\delta_i S_i + \alpha_{i-j} l_{i-j}) z_i V_i^2 = \sum_1^{K_1} \alpha_{j-i} l_{j-i} Z_i V_i^2 + 2\pi R_H \sum_1^{k_2} N_i, \quad z_i = \frac{1}{2} \pi \eta_i f_i M_i, \quad (1)$$

где δ_i – коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса, m^{-1} ; $\alpha_{i-j; j-i}$ – коэффициенты передачи между двумя соседними стенками корпуса; l_{i-j} – длина линии контакта между двумя пластинами, м; R_H – радиус наружного кольца подшипника, м; K_1 – количество стенок корпуса; K_2 – количество подшипников в соответствующей стенке; V_i – виброскорости стенок, м/с; z_i – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии в стенках корпуса; f_i – собственные частоты колебаний, Гц; M_i – масса стенки, кг.

Коэффициенты затухания для чугунного корпуса определяются по формуле

$$\delta_i = 0,03\eta \left(\frac{f_i}{h_i} \right)^{0,5}. \quad (2)$$

Коэффициент прохождения энергии изгибной волны из пластины в пластину определяется по формуле

$$\alpha_{i-j} = 2 \left(\frac{h_i}{h_j} \right)^{2,5} \left[1 + \left(\frac{h_i}{h_j} \right)^{2,5} \right]^{-2} \frac{\Psi}{\pi}, \quad (3)$$

где Ψ – функция, учитывающая соотношение толщин пластин.

Вибромощность энергетического потока, вводимого через опору качения в корпус в соответствующей полосе частот, вычисляется по зависимости

$$N_i = x \langle PV \rangle. \quad (4)$$

Здесь P и V – сила и скорость деформации в местах контакта шариков (роликов) с дорожкой качения наружного кольца (угловые скобки обозначают усреднение по времени); χ – коэффициент мощности в соответствующей полосе частот, зависящий от формы импульса силы.

На основе рассчитанных виброскоростей стенок корпуса определяются уровни звукового давления с использованием известного интеграла Релея-Гюйгенса. Расчёт виброскоростей стенок корпуса для шпиндельных бабок токарно-револьверных и токарно-винторезных станков принципиальных отличий не имеет, хотя их компоновки с позиций ввода в корпус вибромощности имеют существенные различия. У высокоскоростных токарно-револьверных станков мод. 1Е316П, 1Д325, 1325ФЗ0 шпиндельные бабки представляют собой прямоугольный параллелепипед без промежуточных стенок, без промежуточных валов и приводных зубчатых колёс, поэтому система (1) состоит из шести уравнений. Привод шпинделя осуществляется клиноременной передачей. Вибромощность в корпус переносится через переднюю и заднюю опоры шпинделя. Вводимая в корпус вибромощность определяется через деформации опор с учётом нагрузок только от процесса резания.

Шпиндельные бабки токарно-винторезных станков также представляют собой конструкцию, близкую по форме к прямоугольному параллелепипеду, но с несколькими промежуточными стенками, несколькими подшипниками в каждой стенке и большим количеством зубчатых передач. Именно этими обстоятельствами определяется подход к расчёту вибромощности, передаваемой через шпиндельные опоры. Для опор шпинделя сила и скорость деформации в подшипниках определяется с учётом нагрузок от процесса резания и зубчатых передач, а для промежуточных опор учитываются реакции от действия сил в зубчатых зацеплениях.

Из системы уравнений энергетического баланса определяются виброскорости на собственных формах колебаний стенок и уровни шума. Как видно из полученных зависимостей, снижение вибраций может быть достигнуто уменьшением вводимой в корпус вибромощности от подшипниковых узлов. Поэтому не только теоретический, но и практический интерес представляет замена подшипников качения в опорах шпинделей на подшипники скольжения различных конструкций.

Действительно, подшипники скольжения обладают не только повышенными демпфирующими характеристиками, но и имеют значительную площадь опорной поверхности. Эти их особенности позволяют предположить, что вводимая в корпус шпиндельных бабок вибрационная мощность существенно понизится. Однако следует отметить, что замена подшипников качения на подшипники скольжения возможна только при условии сохранения нагрузочных и точностных характеристик. Ниже приводится расчёт нагрузочных характеристик упорного газодинамического подшипника, обладающего по несущей способности свойством подшипника *двойного действия*.

Термин «подшипник двойного действия» использован в работе [6]. В ней вводится следующее понятие: если подшипники, в которых несущая способность развивается только за счёт увеличения давления с одной стороны нагруженного элемента, определить как *подшипники простого действия*, то можно использовать термин «подшипники двойного действия» в тех случаях, когда несущая способность является результатом как возрастания давления с одной стороны, так и уменьшения давления с другой стороны нагруженного элемента. Приведённый в работе [6] подшипник двойного действия состоит из направляющей, которая движется относительно неподвижного элемента так, что движение происходит в направлении сужения зазора. При этом аналогичный неподвижный элемент (ползун) расположен по другую сторону поверхности движения. В результате движение происходит в направлении расширения зазора относительно этого элемен-

та, т. е. подшипник становится подшипником двойного действия. Несущая способность подшипника двойного действия есть сумма несущей способности, получаемой в основной части подшипника простого действия, и дополнительной несущей способности, получаемой в части подшипника с расширяющимся зазором. Потенциальные возможности подшипника двойного действия в работе [6] приведены для подшипника бесконечной длины, для которой уравнение Рейнольдса легко решается. Для подшипника конечной длины анализ работы подшипника двойного действия приведён в работе [7].

Расчет упорного газодинамического подшипника двойного действия. Основная цель данной работы – привести потенциальные возможности подшипника двойного действия в случае, когда элементы (ползуны), расположенные по обе стороны от направляющей, совершают колебания в направлении, перпендикулярном плоскости направляющей (рисунок). Кроме того, в качестве исходных уравнений возьмём уравнения движения вязкого газа с учётом сил инерций [8, 9]:

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right),$$

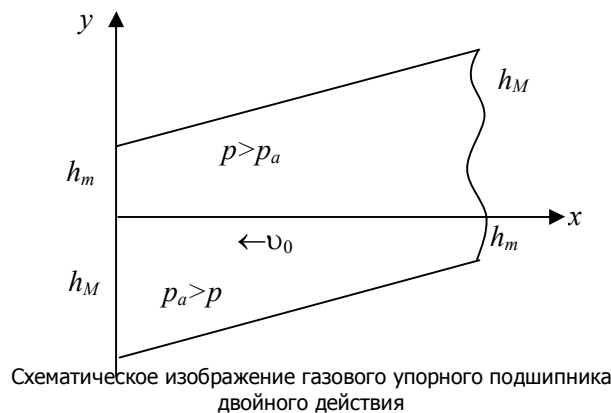
$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0, \quad p = \rho RT. \quad (5)$$

Здесь μ – динамический коэффициент вязкости; u, v – компоненты вектора скорости; p – гидродинамическое давление; ρ – плотность; R – газовая постоянная; T – температура.

Уравнения подвижных элементов (совершающих колебания) будем искать в виде:

$$y = h(x, t) = h_m + xtg\alpha + \Phi(t); \quad y = H(x, t) = h_M - xtg\alpha - \Phi(t).$$

Рассмотрим нестационарное движение газовой смазки между двумя пластинами (между ползуном и направляющей). Одна из пластин (направляющая), уравнение которой $y = 0$, считается бесконечной и движется с постоянной скоростью v_0 в отрицательном направлении оси Ox (см. рисунок).



Схематическое изображение газодинамического упорного подшипника двойного действия

Другая пластина (ползун), уравнение которой $y = h + xtg\alpha + \Phi(t) = h(x, t)$, считается полубесконечной ($x \geq 0$), образует с первой угол α и движется (колеблется со скоростью $\Phi(t)$) в направлении, перпендикулярном бесконечной пластине.

Система уравнений (5) сначала решается при следующих начальных и граничных условиях:

$$u = -v_0, \quad v = 0 \text{ при } y = 0; \quad u = 0; \quad v = \Phi'(t) \text{ при } y = h(x, t). \quad (6)$$

Так как поверхность ползуна совершает колебания в направлении, перпендикулярном оси Ox , то в сечении $x = 0$ возникают флуктуации граничного условия для гидродинамического давления. Следовательно, в качестве дополнительного граничного условия для газодинамического давления будем иметь:

$$P = p_a h_m / (h_m + \Phi(t)), \quad (7)$$

где $\Phi(t)$ характеризует заданную степень гармонического колебания.

Введём функцию $\psi(x, y, t)$, аналогичную функции тока:

$$\rho u = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad \rho v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} - y \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (8)$$

Точное автомодельное решение задачи (5)-(6) будем искать в виде [9]:

$$\psi(x, y, t) = \psi(\xi); \quad p = \frac{p_a h_m}{h(x, t)}; \quad \xi = \frac{y}{h(x, t)}. \quad (9)$$

Подставляя (9) в (5) и (6), будем иметь:

$$\mu \frac{d^3 \psi}{d\xi^3} = -\frac{c^2}{RT} \operatorname{tg} \alpha; \quad u = \frac{\psi' RT}{c}; \quad v = \frac{\psi' \cdot \xi \operatorname{tg} \alpha \cdot RT}{c} + \xi \Phi'(t); \quad (10)$$

$$\psi'(\xi) = -v^0 \text{ при } \xi = 0; \quad \psi'(\xi) = 0 \text{ при } \xi = 1, \quad c^2 = p_a^2 h_m^2. \quad (11)$$

Решение задачи (10)-(11) легко находится непосредственным интегрированием. В результате будем иметь:

$$\mu \psi'(\xi) = -\frac{c^2}{RT} \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\xi^2}{2} + \frac{c^2}{RT} \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\xi}{2} + \mu v_0 \xi - \mu v_0; \quad p = \frac{p_a h_m}{h_0 + x \operatorname{tg} \alpha + \Phi(t)}. \quad (12)$$

С учётом (12) для несущей способности подшипника, вносимой сужающимся зазором, получаем следующее выражение нагрузки, приходящейся на единицу длины подшипника:

$$w_l = \int_0^l \left[\frac{p_a h_m}{h_m + x \operatorname{tg} \alpha + \Phi(t)} - \frac{p_a h_m}{h_m + \Phi(t)} \right] dx = \frac{p_a h_m}{\operatorname{tg} \alpha} \left[\ln \frac{k}{1 + \frac{\Phi(t)}{h_m}} - \frac{k-1 - \frac{\Phi(t)}{h_m}}{1 + \frac{\Phi(t)}{h_m}} \right], \quad (13)$$

где $k = h_m / h_m$; l – единица длины.

В случае, когда поверхность подшипника совершает гармонические колебания в направлении, перпендикулярном плоскости направляющей, т.е. когда $\Phi(t) = A \sin \omega t$, будем иметь:

$$p = \frac{p_a h_m}{h_m + x \operatorname{tg} \alpha + A \sin \omega t}; \quad w_c = \frac{p_a h_m}{\operatorname{tg} \alpha} \left[\ln \frac{k}{1 + \frac{A \sin \omega t}{h_m}} - \frac{k-1 - \frac{A \sin \omega t}{h_m}}{1 + \frac{A \sin \omega t}{h_m}} \right]. \quad (14)$$

В случае подшипника с расширяющимся зазором решение задачи (5)-(7) также ищется в виде (9), полагая здесь $\xi = y/H(x, t)$.

Для подшипника простого действия $p = \frac{p_a h_m}{h_m + x \operatorname{tg} \alpha + \Phi(t)}$ и несущая способность осредняется формулой (14).

Для подшипника двойного действия нагрузка, вносимая расширяющимся зазором единичной длины, определяется выражением:

$$w_p = \int_0^l \left[\frac{p_a h_M}{h_M - \Phi(t)} - \frac{p_a h_M}{h_M - x \operatorname{tg} \alpha - \Phi(t)} \right] dx = \frac{p_a h_M}{\operatorname{tg} \alpha} \left[\frac{k-1 - \frac{\Phi(t)}{h_m}}{k - \frac{\Phi(t)}{h_m}} + \ln \frac{1}{k - \frac{\Phi(t)}{h_m}} \right]. \quad (15)$$

В случае, когда $\Phi(t) = A \sin \omega t$,

$$p = \frac{p_a h_m}{h_M - x \operatorname{tg} \alpha - A \sin \omega t};$$

$$w_p = \frac{p_a l \cdot k}{k-1 - \frac{\Phi(t)}{h_m}} \left[\frac{k-1 - \frac{A \sin \omega t}{h_m}}{k - \frac{A \sin \omega t}{h_m}} + \ln \frac{1}{k - \frac{A \sin \omega t}{h_m}} \right]. \quad (16)$$

В результате определяется w – несущая способность подшипника как сумма несущей способности w_c , полученной в основной части подшипника простого действия, и дополнительной несущей способности w_p , получаемой в части подшипника с расширяющимся зазором:

$$w = w_c + w_p, \quad (17)$$

где w_c и w_p соответственно определяются выражениями (14) и (15).

Деля уравнение (14) на уравнение (16) при $\Phi(t) = 0$, получаем отношение составляющих нагрузки от двух частей подшипника:

$$\eta = \frac{w_c}{w_p} = \frac{k - 1 - \ln k}{k \ln k - k + 1}. \quad (18)$$

Из (18) следует, что максимальное значение η приближается к 1 при $k \rightarrow 1$. Это означает, что подшипник двойного действия эффективен при низких нагрузках.

Из полученных аналитических выражений (14) и (16) следует:

1. При $\Phi(t) = 0$, $k \rightarrow 1$, $w_c = 0$, $w_p = 0$, $w = 0$. Следовательно, несущая способность подшипника равна нулю.

2. При $\Phi(t) \neq 0$, $k \rightarrow 1$, $w_c \neq 0$, $w_p \neq 0$, $w \neq 0$ подшипник обладает несущей способностью, обусловленной колеблющимися поверхностями элементов (ползунов) подшипника двойного действия.

3. Полученные здесь зависимости используются при решении системы уравнений энергетического баланса и позволяют на этапе проектирования выполнить реальный расчёт виброакустических характеристик шпиндельных бабок.

Заключение. Для снижения вибрационной мощности, вводимой в корпус шпиндельных бабок предлагается заменить подшипники качения в опорах шпинделей на подшипники скольжения. Дается расчёт упорного газодинамического подшипника двойного действия.

Библиографический список

1. Козочкин М.П. Методы снижения шума металлорежущих станков и их узлов: метод. рекомендации / М.П. Козочкин. – М.: Машиностроение, 1986. – 68 с.
2. Чукарин А.Н. О расчёте корпусного шума шпиндельных бабок станков токарной группы / А.Н. Чукарин, А.А. Феденко // Надёжность и эффективность станочных и инструментальных систем. – Ростов н/Д, 1993. – С.74-78.
3. Чукарин А.Н. Оптимизация конструкции корпусов шпиндельных узлов по критерию минимума акустической эмиссии / А.Н. Чукарин, А.А. Феденко, В.С. Каганов // Типовые механизмы и технологическая оснастка станков-автоматов, станки с ЧПУ и ГПС: тез. докл. – Киев, 1992. – С.22.
4. Чукарин А.Н. Влияние вибраций встроенных подшипников качения на акустическую активность корпусных деталей металлорежущих станков / А.Н. Чукарин, Б.Г. Заверняев, Н.Н. Фуга // Оптимизация и интенсификация процессов отделочно-зачистной и упрочняющей обработки: межвуз. сб. науч. тр. – Ростов н/Д, 1987. – С.123-132.
5. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчётов и проектирования технологических машин для механической обработки / А.Н. Чукарин. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 152 с.
6. Эτισон Дж. Газовый упорный подшипник двойного действия – подшипники с высокой несущей способностью / Дж. Эτισон // Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1977. – №1. – С.93-100.
7. Ахвердиев К.С. Теория смазки и смазочного действия / К.С. Ахвердиев, С.А. Солоп, В.А. Константинов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – №9. – С.3-6.
8. Ахвердиев К.С. Газовый упорный подшипник с повышенной несущей способностью / К.С. Ахвердиев, В.А. Константинов, С.А. Солоп // Новые материалы и технологии в машиностроении: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-техн. конф. – Брянск, 2009. – С.3-8.
9. Ахвердиев К.С. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в турбулентном режиме / К.С. Ахвердиев, А.Ю. Вовк, М.А. Мукутадзе и др. // Трение и смазка. – 2007. – №6. – С.278-284.

Материал поступил в редакцию 05.10.2011.

References

1. Kozochkin M.P. Metody` snizheniya shuma metallovezhushnix stankov i ix uzlov: metod. rekomendacii / M.P. Kozochkin. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 68 s. – In Russian.
2. Chukarin A.N. O raschyote korpusnogo shuma shpindel`ny`x babok stankov tokarnoj grupy` / A.N. Chukarin, A.A. Fedenko // Nadyozhnost` i e`ffektivnost` stanochny`x i instrumental`ny`x sistem. – Rostov n/D, 1993. – S.74-78. – In Russian.
3. Chukarin A.N. Optimizaciya konstrukcii korpusov shpindel`ny`x uzlov po kriteriyu minimuma akusticheskoy e`missii / A.N. Chukarin, A.A. Fedenko, V.S. Kaganov // Tipovy`e mexanizmy` i texnologicheskaya osnastka stankov-avtomatov, stanki s ChPU i GPS: tez. dokl. – Kiev, 1992. – S.22. – In Russian.
4. Chukarin A.N. Vliyanie vibracij vstroenny`x podshipnikov kacheniya na akusticheskuyu aktivnost` korpusny`x detalej metallovezhushnix stankov / A.N. Chukarin, B.G. Zavernyaev, N.N. Fuga // Optimizaciya i intensivaciya processov otdelochno-zachistnoj i uprochnyayushhej obrabotki: mezhvuz. sb. nauch. tr. – Rostov n/D, 1987. – S.123-132. – In Russian.
5. Chukarin A.N. Teoriya i metody` akusticheskix raschyotov i proektirovaniya texnologicheskix mashin dlya mexanicheskoy obrabotki / A.N. Chukarin. – Rostov n/D: Izdatel`skij centr DGTU, 2005. – 152 s. – In Russian.
6. E`tison Dzh. Gazovy`j uporny`j podshipnik dvojnogo dejstviya – podshipniki s vy`sokoj nesushhej sposobnost`yu / Dzh. E`tison // Trudy` Amerikanskogo obshhestva inzhenerov-mexanikov. – 1977. – #1. – S.93-100. – In Russian.
7. Axverdiev K.S. Teoriya smazki i smazochnogo dejstviya / K.S. Axverdiev, S.A. Solop, V.A. Konstantinov // Trenie i smazka v mashinax i mexanizmax. – 2010. – #9. – S.3-6. – In Russian.
8. Axverdiev K.S. Gazovy`j uporny`j podshipnik s pov`shennoj nesushhej sposobnost`yu / K.S. Axverdiev, V.A. Konstantinov, S.A. Solop // Novy`e materialy` i texnologii v mashinostroenii: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-texn. konf. – Bryansk, 2009. – S.3-8. – In Russian.
9. Axverdiev K.S. Matematicheskaya model` gidrodinamicheskoy smazki beskonechno shirokix opor, rabotayushhix v turbulentnom rezhime / K.S. Axverdiev, A.Yu. Vovk, M.A. Mukutadze i dr. // Trenie i smazka. – 2007. – #6. – S.278-284. – In Russian.

MODELING OF NOISE EMISSION OF MILLING WOODWORKERS WITH DOUBLE ACTING GAS-LUBRICATED BEARINGS

K.S. Akhverdiyev

(Rostov State Transport University)

The problem on simulating noise emission of the spindle heads of the drilling woodworkers with double acting gas-lubricated bearings is formulated. The load characteristics of the double acting gas-lubricated thrust bearing are calculated where the units (slides) on both sides of the slide rail oscillate in the direction perpendicular to the guide surface.

Keywords: modeling, noise emission, woodworkers, double acting bearings, gas lubrication.