

УДК 621.822.172

МОДЕЛИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА

М.С. Бундур, В.А. Прокопенко, И.А. Чернов

Приведены результаты исследований динамического качества гидростатических радиальных подшипников шпиндельных узлов современных высокопроизводительных металлорежущих станков. Рассмотрены возможности улучшения виброустойчивости за счет радиального смещения при настройке оси шпинделя. Дано описание разработанной методики выбора параметров корректирующих RC-цепей. Рассчитаны переходные процессы при различных условиях и режимах работы.

Ключевые слова: система автоматического регулирования, гидростатический подшипник, шпиндельный узел, виброустойчивость, динамические характеристики, RC-коррекция.

Постановка задачи

Обработка новых материалов в промышленности сопровождается значительным возрастанием сил резания, снижением стойкости режущего инструмента и возникновением интенсивных вибраций в процессе резания, что приводит к снижению производительности и точности обработки, а также ресурса металлорежущего оборудования. В этих условиях особую значимость приобретают вопросы динамики процесса резания и повышения виброустойчивости металлообрабатывающих систем.

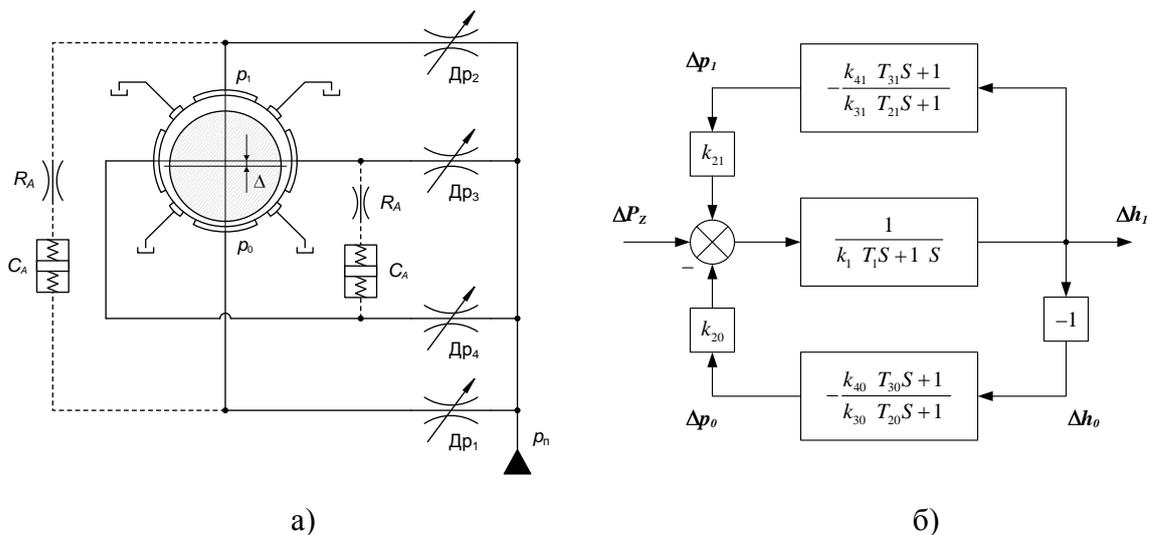


Рис. 1. Расчетная гидравлическая схема (а) и структурная схема САР (б) дроссельного ГСП для неконцентричного положения шпинделя

В значительной степени виброустойчивость металлорежущих станков (МРС) определяется характеристиками их шпиндельных узлов (ШУ). В большинстве случаев ШУ оказывают доминирующее влияние на колебательные процессы при обработке резанием, а от их динамических характеристик зависит характер колебаний. Резервы совершенствования ШУ за счет усложнения конструкции традиционных опор качения практически исчерпаны. Возможным решением проблемы является переход к более широкому внедрению в ШУ МРС гидростатических подшипников (ГСП). Анализ результатов испытаний и исследований различных конструкций ШУ показывает заметные преимущества ГСП: повышенные жесткость, нагрузочная способность, демпфирование, долговечность и т.д. Более широкое использование ГСП в ШУ связано с необходимостью повышения виброустойчивости во всем диапазоне режимов резания, охватывающем как черновые, так и чистовые процессы.

Объектом исследования выбран гибкий производственный модуль ЛР400ПМФ-4, в ШУ которого установлены два радиальных ГСП с дроссельной системой управления (рис. 1, а). Основные параметры ШУ: радиальная составляющая силы резания 0–10 кН; давление питания 8,5 МПа; максимальная частота вращения шпинделя 4000 об/мин; мощность привода главного движения 30 кВт; диаметр шпинделя 125 мм.

ГСП представляет собой систему автоматического регулирования (САР). Достаточно удобно в процессе проектирования оценку динамических показателей САР производить на основании анализа логарифмических амплитудно-частотных (ЛАЧХ) и фазо-частотных (ЛФЧХ) характеристик математической модели ГСП, используя широко известный аппарат теории автоматического управления [1].

Математическая модель

Математическая модель САР ГСП разработана при следующих допущениях [2]: поток жидкости в дросселирующих перемычках опор считается одномерным, плоско-параллельным; цилиндрическая поверхность ГСП рассматривается как плоская опора; режим течения жидкости – ламинарный; температура и вязкость жидкости остаются постоянными; сила тяжести и инерции жидкости незначительны по сравнению с вязким сопротивлением; гидросопротивления в магистралях пренебрежительно малы; поверхности опор – абсолютно жесткие; сжимаемость жидкости в зазорах опор не учитывается; истечение через углы опор не учитывается.

Основные расчетные параметры опор ГСП: p_0 – давление жидкости в кармане нижней опоры, p_1 – давление жидкости в кармане верхней опоры, h_0 – зазор между шпинделем и опорой с давлением p_0 , h_1 – зазор между шпинделем и опорой с давлением p_1 , $p_{\text{п}}$ – давление питания, P_z – внешняя радиальная нагрузка.

При традиционном использовании в ГСП четырехопорной схемы САР включает в себя два независимых канала управления (по вертикальной и горизонтальной осям), и ее поведение рассматривается с учетом принципа суперпозиции. В этом случае каждый из упомянутых каналов управления представляет собой гидростатическую опору с силовым замыканием при равенстве начальных давлений, $p_0 = p_1$.

Объектом регулирования ГСП является шпиндель, входным параметром САР – нагрузка $P_z(t)$, выходным – рабочий зазор (перемещение) $h_0(t)$ или $h_1(t)$. САР ГСП описывается уравнениями равновесия шпинделя и баланса расходов через опоры ГСП. Система дифференциальных уравнений, представляющая собой математическое описание нелинейной модели ГСП, имеет следующий вид (при одинаковых размерах опор, что обычно характерно для ГСП):

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{h}_1 = P_z - \frac{P_0 - P_1}{2} (B + bL) - \mu\dot{h}_1 \left(\frac{1}{4h_0^3} + \frac{1}{4h_1^3} \right) \left[B - b^3 l + L - l^3 b \right], \\ \frac{P_n - P_1}{R_{др1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{пр1}}{E_m} \dot{p}_1 + \dot{h}_1 (Bl + bL - 2bl), \\ \frac{P_n - P_0}{R_{др2}} = \frac{p_0 h_0^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{пр0}}{E_m} \dot{p}_0 + \dot{h}_0 (Bl + bL - 2bl), \\ h_0 = h_\Sigma - h_1, \end{array} \right. \quad (1)$$

где использованы следующие обозначения: M – приведенная масса шпиндельного узла; B , L – ширина и длина опоры ГСП; b , l – ширина и длина кармана опоры; μ – динамическая вязкость жидкости; $R_{др}$ – гидравлическое сопротивление дросселей; $V_{пр}$ – приведенные объемы карманов опор; E_m – модуль объемной сжимаемости жидкости; $h_\Sigma = h_0 + h_1$ – суммарный зазор в ГСП.

Полученная система уравнений является нелинейной системой второго порядка. Наиболее удобные в инженерной практике методы анализа и синтеза динамических систем относятся к исследованию их линеаризованных моделей. В связи с этим для упрощения анализа проводится линеаризация нелинейных уравнений разложением в ряд Тейлора в окрестностях начальной точки. Далее производится преобразование по Лапласу линеаризованной системы и переход к операторной форме записи уравнений, для чего вводят соответствующие обозначения коэффициентов и постоянных времени [3]. При этом в уравнениях динамики системы приращения переменных обозначаются, как сами переменные. Система уравнений (1) примет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1(T_1 S + 1) S \Delta h_1 = \Delta P_z + k_{21} \Delta p_1 - k_{20} \Delta p_0, \\ -k_{41}(T_{31} S + 1) \Delta h_1 = k_{31}(T_{21} S + 1) \Delta p_1, \\ -k_{40}(T_{30} S + 1) \Delta h_0 = k_{30}(T_{20} S + 1) \Delta p_0, \end{array} \right. \quad (2)$$

где k_{ij} и T_{ij} – коэффициенты и постоянные времени.

Для одинаковых размеров опор, а также при равных давлениях, но при разных зазорах и неконцентричном положении шпинделя, структурная схема САР, соответствующая системе уравнений (2), приведена на рис. 1, б.

Анализ динамических свойств

Как уже отмечено выше, анализ динамического качества ГСП удобно проводить на основе ЛАФЧХ для САР с последующей проверкой построением переходных процессов при ступенчатом нагружении как малыми, так и большими нагрузками с учетом нелинейности исходной математической модели.

Основным параметром при оценке динамического качества является запас по фазе $\Delta\varphi$ на частоте среза $\omega_{ср}$ [1].

На рис. 2 представлена ЛАЧХ (кривая 1) и соответствующая ей ЛФЧХ (кривая 1') для исходного варианта ГСП при концентричном положении шпинделя. Фактический запас по фазе при этом составляет $\Delta\varphi_1 = 14,8^\circ$ на частоте среза $\omega_{ср1} = 4012 \text{ с}^{-1}$.

Как показывают исследования [3], динамические характеристики ГСП можно улучшить, смещая ось шпинделя в радиальном направлении. Такое смещение оси шпинделя (рис. 1, а) достигается путем настройки гидравлического сопротивления дросселей, через которые в ГСП подается рабочая жидкость (масло). На рис. 2 изобра-

жены ЛАЧХ (кривая 2) и ЛФЧХ (кривая 2') варианта ГСП при смещении оси шпинделя $\Delta = 15 \text{ мкм}$. При этом фактический запас по фазе возрастает до $\Delta\varphi_1 = 33^\circ$ на частоте среза $\omega_{\text{ср1}} = 4012 \text{ с}^{-1}$. Во всех вариантах со смещением величина $\Delta\varphi$ несколько ниже минимально допустимого значения $\Delta\varphi = 40^\circ$ [1], но больше исходного варианта ($\Delta = 0$). Из вариантов смещения выбирается вариант, близкий к минимальному допустимому запасу, $\Delta = 15 \text{ мкм}$.

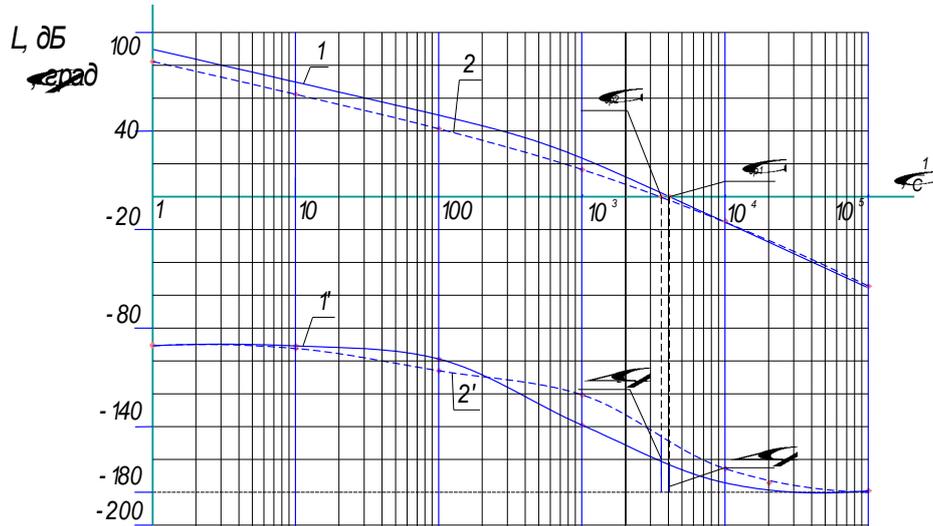


Рис. 2. ЛАЧХ и ЛФЧХ для концентричного (кривые 1 и 1') и неконцентричного положения шпинделя (кривые 2 и 2')

Для дополнительного повышения динамического качества САР ГСП при неконцентричном положении оси шпинделя необходимо введение коррекции ГСП с помощью РС-цепи [4], включенной между противоположными опорами (как показано пунктирной линией на рис. 1, а). В РС-цепи последовательно включены гидравлическая емкость C_A и дроссель с гидравлическим сопротивлением R_A .

Система уравнений (1), описывающая вариант ГСП с дроссельной системой управления, при подключенной РС-цепи принимает следующий вид:

$$\begin{cases} M\ddot{h}_1 = P_z - \frac{p_0 - p_1}{2} (B + bL) - \mu\dot{h}_1 \left(\frac{1}{4h_0^3} + \frac{1}{4h_1^3} \right) [B - b^3l + L - l^3b], \\ \frac{p_n - p_1}{R_{\text{др1}}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{\text{пр1}}}{E_M} \dot{p}_1 + \dot{h}_1 (Bl + bL - 2bl) - Q_A, \\ \frac{p_n - p_0}{R_{\text{др2}}} = \frac{p_0 h_0^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right) + \frac{V_{\text{пр0}}}{E_M} \dot{p}_0 + \dot{h}_0 (Bl + bL - 2bl) + Q_A, \\ Q_A + C_A R_A \dot{Q}_A = C_A (\dot{p}_0 - \dot{p}_1), \\ h_0 = h_\Sigma - h_1, \end{cases}$$

где $Q_A = \frac{1}{R_A} p' - p_1$ – составляющая расхода через RC-цепь; p' – давление в точке соединения гидравлической емкости C_A с гидравлическим сопротивлением R_A .

В связи с тем, что запас по фазе $\Delta\varphi$ является функцией двух переменных в RC-цепи – C_A и R_A , необходимо оптимизировать их значения, например, расчетом и построением трехмерной поверхности $\Delta\varphi = f(R_A, C_A)$ [5]. Расчет и анализ соответствующих ЛАЧХ и ЛФЧХ варианта САР ГСП со смещением шпинделя и при использовании RC-коррекции при $C_A = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ и $R_A = 1,6 \cdot 10^{10} \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$ показывают, что полученный при этом фактический запас по фазе равен $\Delta\varphi = 76^\circ$, т.е. соответствует показателям САР высокого динамического качества. Колебательность практически отсутствует, и такой вариант может быть принят как оптимальный вариант коррекции.

Окончательное решение по динамическому качеству САР необходимо принимать по результатам расчета и построения соответствующих переходных процессов с учетом упомянутой выше нелинейности САР при больших нагрузках (рис. 3). Достижимое при этом высокое качество на чистовых режимах может реализовываться при коррекции, значительно ухудшающей виброустойчивость на черновых операциях, что негативно сказывается на общей производительности станочного оборудования. Из анализа полученных переходных зависимостей эксцентриситета $\varepsilon = f(t)$ для больших нагрузок следует, что вариант $C_A = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ и $R_A = 1,6 \cdot 10^{10} \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$ также является оптимальным с точки зрения отсутствия колебательности (кривые 3 на рис. 3).

Практическая реализация конструкции RC-цепи для гидравлических схем и устройств имеет свои особенности, прежде всего, в части исполнения гидроемкости. Предлагается в качестве гидроемкости использовать наиболее экономичный и технологически эффективный вариант в виде стандартного металлического сильфона (ГОСТ 21482-76).

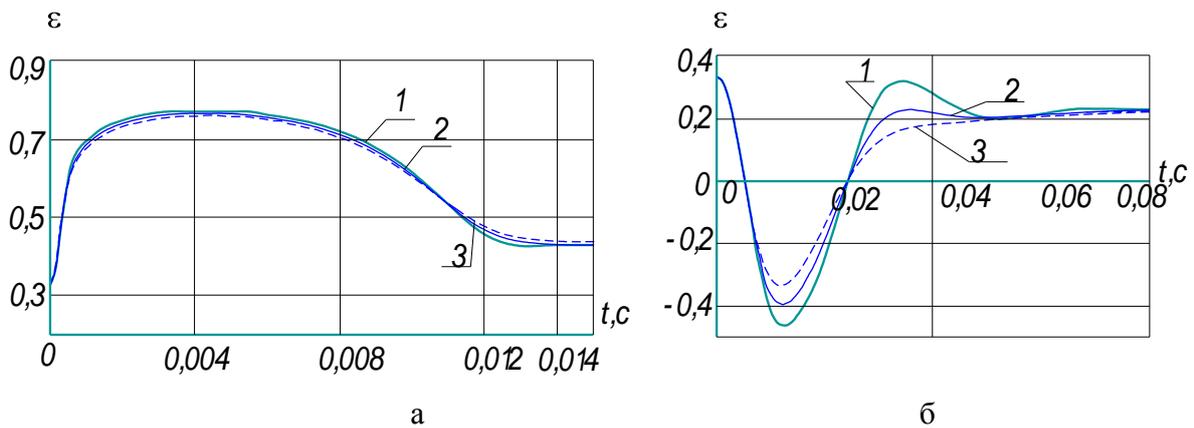


Рис. 3. Зависимости $\varepsilon = f(t)$ при большой ($P_z = 10 \text{ кН}$) положительной (а) и отрицательной (б) нагрузке с различными вариантами коррекции:

- 1 – $C_A = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$, $R_A = 0,8 \cdot 10^{10} \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; 2 – $C_A = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$,
 $R_A = 1,2 \cdot 10^{10} \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; 3 – $C_A = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$, $R_A = 1,6 \cdot 10^{10} \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$

Реализация дросселя в составе RC-цепи практических сложностей не представляет. Рекомендуемый для гидростатических опор различного назначения ламинарный дроссель типа «сопло–заслонка» наилучшим образом подходит и к рассматриваемому

случаю ввиду удобства настройки рабочего зазора, надежности, компактности, технологичности и стабильности работы.

Заключение

На основании результатов выполненных исследований установлена достаточно высокая эффективность радиального смещения шпинделя в ГСП МРС на величину около 15% суммарного рабочего зазора с точки зрения повышения виброустойчивости вплоть до полного исключения колебательности САР за счет введения корректирующих РС-цепей с выбором их параметров по разработанной методике.

Весьма перспективным направлением данных исследований является разработка оригинальной методики оптимизации параметров РС-цепей с использованием трехмерной поверхности запаса по фазе $\Delta\varphi = f(C_A, R_A)$ и корневого годографа и последующей проверкой вариантов расчетом частотных характеристик и построением переходных процессов при различных уровнях внешних нагрузок. Для реализации поставленных задач эффективным оказалось использование широко известных программных пакетов – как общего назначения (Mathcad, Matlab), так и специализированных для исследования динамических систем (SIAM, SamSim, «МВТУ»).

Литература

1. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
2. Пикус Ю.М. Гидродинамическая смазка вязкопластическими и вязкими жидкостями. – Минск: Высшая школа, 1981. – 192 с.
3. Петков П.П., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Аналитические исследования возможностей повышения виброустойчивости шпиндельных узлов станков на гидростатических опорах // Труды СПбГТУ. – 2007. – № 504. – С. 137–148.
4. Методические указания по выполнению расчетов и проектированию подшипников современных высокопроизводительных металлорежущих станков / Л. Дудески, П.П. Петков, В.А. Прокопенко, А.А. Яцкевич. – Л.: ЛГТУ, 1990. – 37 с.
5. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Расчетно-аналитические особенности проектирования гидростатических подшипников для станочного оборудования // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2009. – № 1 (74). – С. 72–77.

Бундур Михаил Семенович

– Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой, bundur@gak.spb.su

Прокопенко Вячеслав Алексеевич

– Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кандидат технических наук, доцент, prokopenko@gak.spb.su

Чернов Иван Александрович

– Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, магистр, аспирант, chernov@gak.spb.su