

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ «ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ» МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

Danylchenko Yu., Petryshyn A.
The National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (mimi-tm@ukr.net)

DYNAMICAL ANALYSIS OF THE MECHANICAL VIBRATION SYSTEM «SPINDLE UNIT» OF MACHINE-TOOL

Проведено исследование комплексного влияния конструкции, комплектации, монтажа и режимов эксплуатации шпиндельных узлов на формирование массива частот собственных колебаний. Шпиндельный узел представлен в виде механической колебательной системы, состоящей из подсистем инструмента (оправки), собственно шпинделя и корпуса (гильзы), упруго закрепленного на станине станка. Рассмотрено четыре варианта системы различной комплектации: шпиндель на опорах; шпиндель на опорах с присоединенной оправкой; гильза на опорах с присоединенным шпинделем; шпиндельный узел (полная сборка). Рассчитаны собственные частоты систем с учетом изменения жесткости подшипников опор шпинделя и опор гильзы. Установлены основные закономерности формирования массива собственных частот системы «шпиндельный узел».

Ключевые слова: шпиндельный узел, механическая колебательная система, динамическая характеристика

Введение

Постоянно растущие требования к повышению производительности металлорежущих станков с одновременным обеспечением их высокой точности ставят перед станкостроителями задачу обеспечения высокого динамического качества наиболее ответственных узлов станков, и прежде всего – шпиндельных.

В общем случае динамическое качество шпиндельного узла определяется уровнем колебаний переднего конца шпинделя. При этом работа шпиндельных узлов в резонансных режимах считается недопустимой, а расчет собственных частот при проектировании – обязательным [1]. В свою очередь выполнение этих требования требует учета ряда факторов, связанных с конструкцией, комплектацией, монтажом и режимами эксплуатации шпиндельных узлов, а именно:

- в рабочем диапазоне частот вращения шпиндельных узлов присутствуют нескольких зон локальных резонансов, связанных с близостью (совпадением) частот вынужденных и собственных колебаний;
- шпиндельные узлы работают в широком диапазоне частот вращения, и их динамические характеристики (собственные частоты) изменяются вследствие изменения жесткости подшипников опор шпинделя при изменении частоты вращения, что особенно характерно для шпиндельных узлов на опорах качения;
- шпиндельные узлы, несущие инструмент или заготовку являются сложными механическими колебательными системами с периодически изменяющимися массово-инерционными характеристиками (оправки с различными инструментами, различные заготовки) и, соответственно, динамическими характеристиками (собственными частотами);
- шпиндельные узлы являются составным элементом механической части динамической системы станка, поэтому их динамические характеристики (собственные частоты) зависят и от характера механических связей с другими элементами системы (например, монтажа корпуса шпиндельного узла на станине станка).

Таким образом, уже на стадии проектирования шпиндельный узел необходимо рассматривать как состоящую из нескольких подсистем механическую колебательную систему с изменяющимися жесткостными и массово-инерционными характеристиками.

Как правило, при моделировании динамических характеристик шпиндельные узлы рассматриваются как балки переменного сечения на упругих опорах без учета [1, 2], или в лучшем случае с учетом упруго закрепленной в шпинделе оправки с инструментом либо заготовки [3, 4]. Этого вполне достаточно для оценки динамического качества собственно конструкции шпиндельного узла, но недостаточно для прогнозирования его динамического поведения в составе металлорежущего станка.

Целью этой работы является исследование комплексного влияния конструкции, комплектации, монтажа и режимов эксплуатации шпиндельных узлов на формирование массива их собственных частот.

Математическая модель механической колебательной системы «шпиндельный узел»

При разработке математической модели механической колебательной системы «шпиндельный узел» использовались основные теоретические положения работ [5, 6], согласно которым шпиндельный узел рассматривается как механическая колебательная система, состоящая из подсистем инструмента/заготовки, собственно шпинделя и корпуса шпиндельного узла, упруго закрепленного на станине станка. Связями подсистем являются: соединение оправки с шпинделем для первой и второй подсистем и подшипники опор шпинделя для второй и третьей подсистем. Все связи обладают упругими и диссипативными свойствами. Для составления уравнений равновесия в точках размыкания подсистем используется метод динамических податливостей [7]. Динамические податливости подсистем определяются с использованием метода начальных параметров в матричной формулировке (метода переходных матриц) [8].

Конструктивная и соответствующая ей расчетная схемы механической колебательной системы «шпиндельный узел» для задачи определения частот собственных колебаний представлена на рис. 1. Расчетные схемы парциальных подсистем представлены на рис. 2.

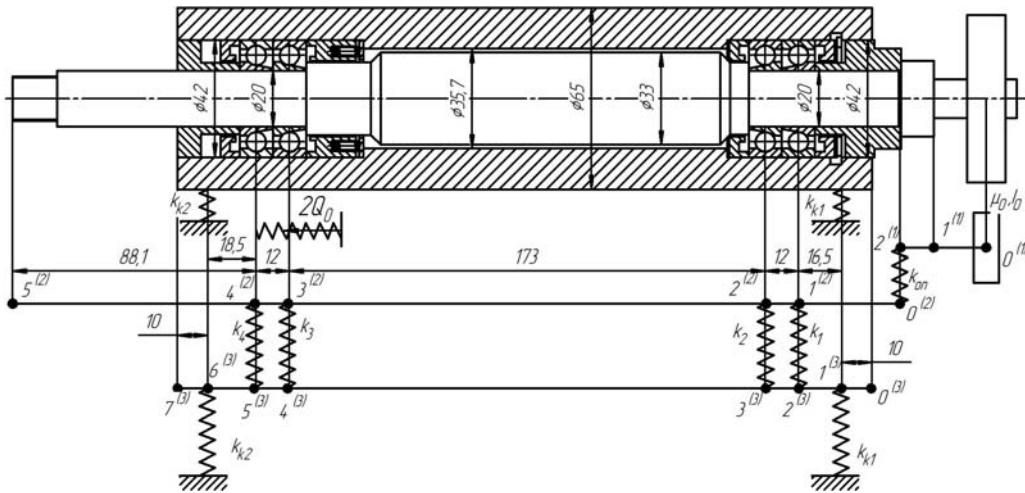


Рис. 1. Конструктивная и расчетная схемы механической колебательной системы «шпиндельный узел»

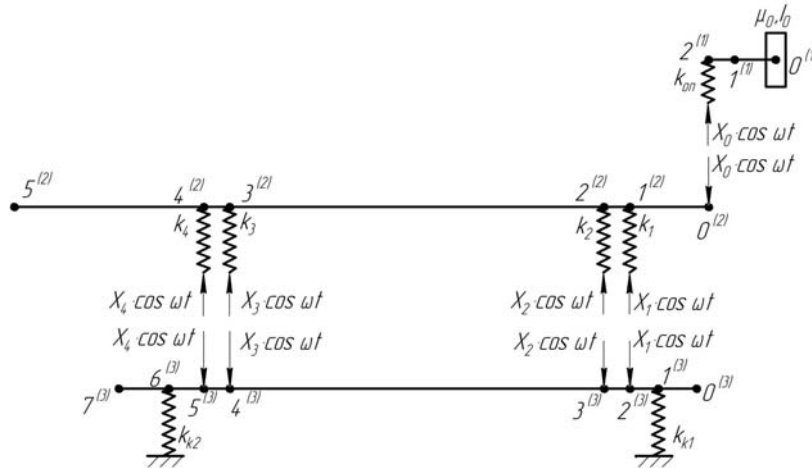


Рис. 2. Расчетные схемы парциальных подсистем колебательной системы «шпиндельный узел»

Первая подсистема (оправка, индекс $s = 1$) рассматривается в виде стержня, состоящего из двух участков с распределенной массой. На переднем конце оправки (сечение $0^{(1)}$) размещена сосредоточенная масса. В сечении $2^{(1)}$ оправка соединяется со шпинделем (сечение $0^{(2)}$ шпинделя), что учитывается упругой связью с жесткостью k_{on} .

Вторая подсистема (шпиндель, индекс $s = 2$) рассматривается в виде стержня, состоящего из пяти участков с распределенной массой. В сечениях $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ и $4^{(2)}$ размещены подшипники опор, что учитывается упругими связями шпинделя с корпусом с жесткостями k_1 , k_2 , k_3 и k_4 соответственно.

Третья подсистема (корпус шпиндельного узла, индекс $s = 3$) рассматривается в виде полого стержня (гильзы), состоящего из семи участков с распределенной массой. В сечениях $2^{(3)}$, $3^{(3)}$, $4^{(3)}$ и $5^{(3)}$ корпус

соединяется со шпинделем. В сечениях 1⁽³⁾ и 6⁽³⁾ корпус соединяется со станиной станка, что учитывается упругими опорами с жесткостью k_{k1} и k_{k2} .

Система уравнений совместности деформаций в точках размыкания подсистем имеет вид [7]:

$$\begin{cases} X_0 \cdot \alpha_{00}^{12} + X_1 \cdot \alpha_{01}^2 + X_2 \cdot \alpha_{02}^2 + X_3 \cdot \alpha_{03}^2 + X_4 \cdot \alpha_{04}^2 = 0 \\ X_0 \cdot \alpha_{10}^2 + X_1 \cdot \alpha_{11}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{12}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{13}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{14}^{23} = 0 \\ X_0 \cdot \alpha_{20}^2 + X_1 \cdot \alpha_{21}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{22}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{23}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{24}^{23} = 0, \\ X_0 \cdot \alpha_{30}^2 + X_1 \cdot \alpha_{31}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{32}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{33}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{34}^{23} = 0 \\ X_0 \cdot \alpha_{40}^2 + X_1 \cdot \alpha_{41}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{42}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{43}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{44}^{23} = 0 \end{cases}$$

или в матричном виде $\mathbf{X} \cdot \mathbf{A} = 0$,

где X_i – амплитуды гармонических реакций отброшенных связей; α_{ij}^{ss} – гармонические коэффициенты влияния (коэффициенты динамической податливости) в точках расчленения системы на подсистемы s ($s=1,2,3$), т. е. амплитудные перемещения точек приложения сил X_i при действии единичных гармонических сил в точках приложения сил X_j ; \mathbf{X} – вектор амплитуд X_i ; $\mathbf{X} = (X_0, X_1, X_2, X_3, X_4)^T$; \mathbf{A} – матрица гармонических коэффициентов влияния α_{ij}^{ss} :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \alpha_{00}^{12} & \alpha_{01}^2 & \alpha_{02}^2 & \alpha_{03}^2 & \alpha_{04}^2 \\ \alpha_{10}^2 & \alpha_{11}^{23} & \alpha_{12}^{23} & \alpha_{13}^{23} & \alpha_{14}^{23} \\ \alpha_{20}^2 & \alpha_{21}^{23} & \alpha_{22}^{23} & \alpha_{23}^{23} & \alpha_{24}^{23} \\ \alpha_{30}^2 & \alpha_{31}^{23} & \alpha_{32}^{23} & \alpha_{33}^{23} & \alpha_{34}^{23} \\ \alpha_{40}^2 & \alpha_{41}^{23} & \alpha_{42}^{23} & \alpha_{43}^{23} & \alpha_{44}^{23} \end{bmatrix},$$

где $\alpha_{00}^{12} = \alpha_{22}^{(1)} + \alpha_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on}}$; $\alpha_{10}^{23} = \alpha_{10}^{(2)} + \alpha_{20}^{(3)}$; $\alpha_{11}^{23} = \alpha_{11}^{(2)} + \alpha_{22}^{(3)} + \frac{1}{k_1}$; $\alpha_{12}^{23} = \alpha_{12}^{(2)} + \alpha_{23}^{(3)}$; $\alpha_{13}^{23} = \alpha_{13}^{(2)} + \alpha_{24}^{(3)}$;

$\alpha_{14}^{23} = \alpha_{14}^{(2)} + \alpha_{25}^{(3)}$; $\alpha_{20}^{23} = \alpha_{20}^{(2)} + \alpha_{30}^{(3)}$; $\alpha_{21}^{23} = \alpha_{21}^{(2)} + \alpha_{32}^{(3)}$; $\alpha_{22}^{23} = \alpha_{22}^{(2)} + \alpha_{33}^{(3)} + \frac{1}{k_2}$; $\alpha_{23}^{23} = \alpha_{23}^{(2)} + \alpha_{34}^{(3)}$; $\alpha_{24}^{23} = \alpha_{24}^{(2)} + \alpha_{35}^{(3)}$;

$\alpha_{30}^{23} = \alpha_{30}^{(2)} + \alpha_{40}^{(3)}$; $\alpha_{31}^{23} = \alpha_{31}^{(2)} + \alpha_{42}^{(3)}$; $\alpha_{32}^{23} = \alpha_{32}^{(2)} + \alpha_{43}^{(3)}$; $\alpha_{33}^{23} = \alpha_{33}^{(2)} + \alpha_{44}^{(3)} + \frac{1}{k_3}$; $\alpha_{34}^{23} = \alpha_{34}^{(2)} + \alpha_{45}^{(3)}$; $\alpha_{40}^{23} = \alpha_{40}^{(2)} + \alpha_{50}^{(3)}$;

$\alpha_{41}^{23} = \alpha_{41}^{(2)} + \alpha_{52}^{(3)}$; $\alpha_{42}^{23} = \alpha_{42}^{(2)} + \alpha_{53}^{(3)}$; $\alpha_{43}^{23} = \alpha_{43}^{(2)} + \alpha_{54}^{(3)}$; $\alpha_{44}^{23} = \alpha_{44}^{(2)} + \alpha_{55}^{(3)} + \frac{1}{k_4}$.

Собственные частоты системы определяются из условия $\det \mathbf{A} = 0$.

Гармонические коэффициенты влияния $\alpha_{ij}^{(s)}$ определяются с использованием метода начальных параметров в матричной форме (метода переходных матриц) [8].

Согласно этому методу, стержневую систему представляют в виде последовательно соединенных участков постоянного поперечного сечения (с распределенной массой) с учетом возможного наличия в i -м сечении сосредоточенного груза, опоры или гармонической нагрузки.

В общем случае переходная матрица i -го участка $\mathbf{\Pi}_i$ равняется произведению всех матриц перехода на этом участке:

$$\mathbf{\Pi}_i = \mathbf{G}_i \cdot \mathbf{R}_i \cdot \mathbf{U}_i,$$

где \mathbf{G}_i – массово-инерционная матрица сосредоточенного груза; \mathbf{R}_i – матрица упруго-диссипативной линейно-поворотной опоры; \mathbf{U}_i – матрица участка стержня с распределенной массой.

Переходная матрица стержневой системы равняется произведению переходных матриц всех участков:

$$\mathbf{\Pi} = \prod_{i=u}^0 \mathbf{\Pi}_i;$$

где u – общее количество участков.

Гармонические коэффициенты влияния подсистем $\alpha_{ij}^{(s)}$ определяются следующим образом [9].

Для начального сечения стержневой системы (индекс подсистемы s не указан):

$$\begin{cases} \alpha_{0j} = b \cdot \frac{a_{32} \cdot a_{44}^{Lu} - a_{42} \cdot a_{34}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \\ \beta_{0j} = \frac{b}{l} \cdot \frac{a_{41} \cdot a_{34}^{Lu} - a_{31} \cdot a_{44}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \end{cases}$$

где l – общая длина стержневой системы; $a = l^2/E \cdot J$; $b = l^3/E \cdot J$; a_{ij} – элементы переходной матрицы Π стержневой системы; a_{ij}^{Lu} – элементы матрицы Π^{Lu} , равной произведению матриц перехода участков стержневой системы, размещенных левее сечения N , в котором приложена гармоническая нагрузка:

$$\Pi^{Lu} = \begin{cases} \prod_{i=u}^{j+1} \Pi_i & \text{для } 0 < j < u \\ \Pi & \text{для } j = 0 \\ \text{diag}(1,1,1,1) & \text{для } j = u \end{cases}$$

Для других сечений стержневой системы (индекс подсистемы s не указан):

$$\alpha_{ij} = a_{11}^i \cdot \alpha_{0j} + a_{12}^i \cdot l \cdot \beta_{0j} + a_{14}^i \cdot b,$$

где a_{ij}^i, a_{ij}^{Li} – элементы матриц Π^i и Π^{Li} соответственно:

$$\Pi^i = \prod_{i=i}^0 \Pi_i; \Pi^{Li} = \begin{cases} \prod_{i=i}^{j+1} \Pi_i & \text{для } 0 < j < i \\ \Pi^i & \text{для } j = 0 \\ \text{diag}(1,1,1,1) & \text{для } j = i \\ 0 & \text{для } j > i \end{cases}$$

Результаты моделирования динамических характеристик механической колебательной системы «шпиндельный узел»

Объектом исследования выбрана шлифовальная головка ВСЗ 27-65.250 А (рис. 1). Корпус головки выполнен в форме гильзы с наружным диаметром 65 мм и длиной 250 мм. Вал шпинделя смонтирован на дуплексированных радиально-упорных шариковых подшипниках типа 36104К, собранных по схеме “тандем-Х”. Предварительный осевой натяг подшипников осуществляется подпружиненной втулкой, установленной в задней опоре. Общее усилие натяга составляет $2Q_0 = 280 \text{ Н}$.

В соответствии со схемой расчленения системы (рис.2), переходные матрицы подсистем $\Pi^{(s)}$ будут такими:

– для оправки ($s = 1$)

$$\Pi^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \Pi_i^{(1)} = U_2^{(1)} \cdot U_1^{(1)} \cdot G_0^{(1)};$$

– для вала шпинделя ($s = 2$)

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)};$$

– для гильзы на основе ($s = 3$)

$$\Pi^{(3)} = \prod_{i=7}^1 \Pi_i^{(3)} = U_7^{(3)} \cdot R_6^{(3)} \cdot U_6^{(3)} \cdot U_5^{(3)} \cdot U_4^{(3)} \cdot U_3^{(3)} \cdot U_2^{(3)} \cdot R_1^{(3)} \cdot U_1^{(3)}.$$

Кроме того, для определения характера влияния комплектности сборки шпиндельного узла на формирование массива его собственных частот, рассматриваются еще 3-и варианта сборки (рис.3):

1) шпиндель на опорах (рис. 3а) с переходной матрицей

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot R_4^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot R_3^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot R_2^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot R_1^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$$

2) шпиндель на опорах с присоединенной оправкой (рис. 3б) с переходными матрицами подсистем

$$\Pi^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \Pi_i^{(1)} = U_2^{(1)} \cdot U_1^{(1)} \cdot G_0^{(1)},$$

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot R_4^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot R_3^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot R_2^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot R_1^{(2)} \cdot U_1^{(2)},$$

и уравнением совместности деформаций в точке размыкания подсистем:

$$X_0 \cdot \alpha_{00}^{12} = 0$$

3) гильза на опорах с присоединенным шпинделем (рис.3в) с переходными матрицами подсистем

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)},$$

$$\Pi^{(3)} = \prod_{i=7}^1 \Pi_i^{(3)} = U_7^{(3)} \cdot R_6^{(3)} \cdot U_6^{(3)} \cdot U_5^{(3)} \cdot U_4^{(3)} \cdot U_3^{(3)} \cdot U_2^{(3)} \cdot R_1^{(3)} \cdot U_1^{(3)},$$

и системой уравнений совместности деформаций в точках размыкания подсистем

$$\begin{cases} X_1 \cdot \alpha_{11}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{12}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{13}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{14}^{23} = 0 \\ X_1 \cdot \alpha_{21}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{22}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{23}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{24}^{23} = 0 \\ X_1 \cdot \alpha_{31}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{32}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{33}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{34}^{23} = 0 \\ X_1 \cdot \alpha_{41}^{23} + X_2 \cdot \alpha_{42}^{23} + X_3 \cdot \alpha_{43}^{23} + X_4 \cdot \alpha_{44}^{23} = 0 \end{cases}$$

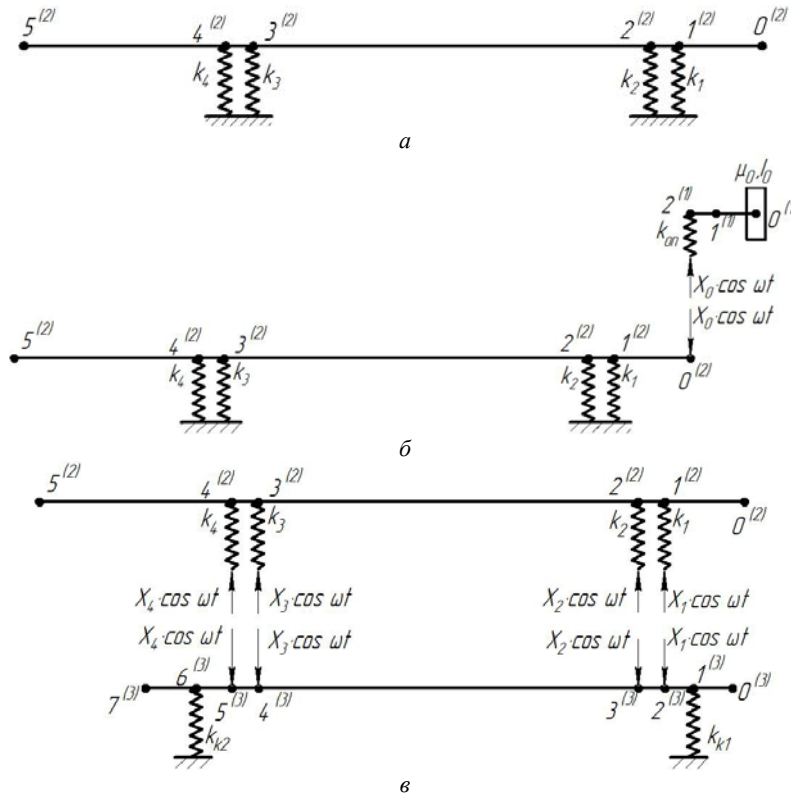


Рис. 3. Варианты сборки шпиндельного узла: а) шпиндель на опорах; б) шпиндель на опорах с присоединенной оправкой; в) гильза на опорах с присоединенным шпинделем

При расчете массива собственных частот для вышеуказанных вариантов сборки учитывалось явление изменения жесткости подшипников опор шпинделя при изменении его частоты вращения n ([10], рис. 4) и возможное изменение жесткости k_{k1} и k_{k2} опор гильзы. Результаты расчета представлены на рис. 5: на рис. 5а) – для условий $n = 0 \div 24000 \text{ об/мин}$ и $k_{k1} = k_{k2} = 200 \text{ Н/мкм}$; на рис. 5б) – для условий $k_{k1} = k_{k2} = 50 \div 1000 \text{ Н/мкм}$ и $n = 0 \text{ об/мин}$.

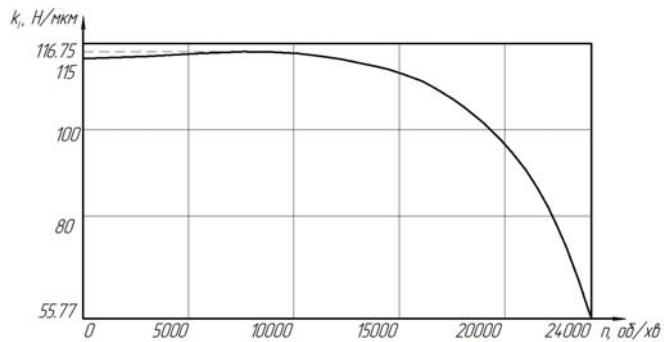


Рис. 4. Изменение радиальной жесткости подшипника 36104К от частоты вращения шпинделя

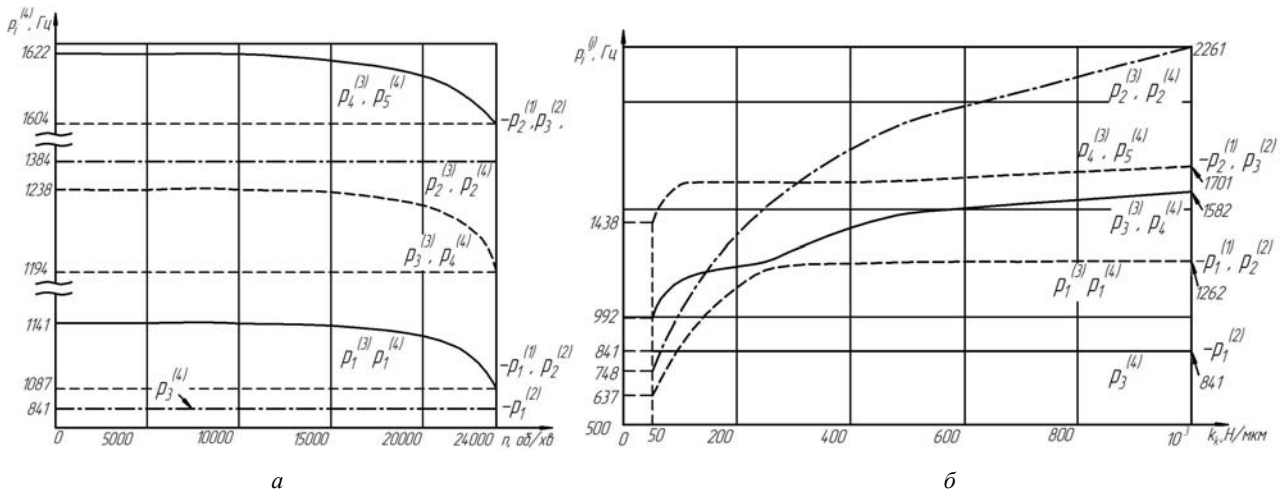


Рис. 5. Графики изменения значений собственных частот $p_i^{(k)}$ сборок шпиндельного узла при изменении частоты вращения вала (а) и жесткости опор гильзы (б) для схем: $k = 1$ - шпиндель на опорах; $k = 2$ - шпиндель на опорах с присоединенной оправкой; $k = 3$ - гильза на опорах с присоединенным шпинделем; $k = 4$ - система «шпиндельный узел»

Анализ полученных результатов показал следующее.

1. Система «шпиндель на опорах» (первая схема сборки):

$P_1^{(1)}$ - первая собственная частота системы в статике составляет 1280 Гц и при увеличении частоты вращения шпинделя до 24000 об/мин снижается до 1226 Гц (на 54 Гц);

$P_2^{(1)}$ - вторая собственная частота системы в статике составляет 1849 Гц и при увеличении частоты вращения шпинделя до 24000 об/мин снижается до 1521 Гц (на 328 Гц);

$P_3^{(1)}$ - третья собственная частота системы в статике составляет 4078 Гц и при увеличении частоты вращения шпинделя до 24000 об/мин снижается до 3000 Гц (на 1078 Гц).

2. Система «шпиндель на опорах с присоединенной оправкой» (вторая схема сборки):

$P_1^{(2)}$ - первая собственная частота системы в статике составляет 724 Гц и при увеличении частоты вращения шпинделя до 24000 об/мин снижается до 714 Гц, то есть изменяется незначительно. Появление этой частоты непосредственно связано с присоединением оправки. При этом собственная частота упруго-закрепленной оправки в статике составляет 756 Гц (переходная матрица для этого случая определяется уравнением

$$\mathbf{\Pi}^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(1)} = \mathbf{R}_2^{(1)} \cdot \mathbf{U}_2^{(1)} \cdot \mathbf{U}_1^{(1)} \cdot \mathbf{G}_0^{(1)}, \text{ где } \mathbf{R}_2^{(1)} - \text{матрица упруго-линейной опоры с жесткостью } k_{on};$$

$P_2^{(2)}$ - вторая собственная частота системы. Соответствует первой собственной частоте системы «шпиндель на опорах» $P_1^{(1)}$;

$P_3^{(2)}$ - третья собственная частота системы. Соответствует второй собственной частоте системы «шпиндель на опорах» $P_2^{(1)}$.

3. Система «гильза на опорах с присоединенным шпинделем» (третья схема сборки):

$P_1^{(3)}$ - первая собственная частота системы. При увеличении жесткости k_{k1} и k_{k2} опор гильзы, значение частоты приближается к значению первой собственной частоты системы «шпиндель на опорах» $P_1^{(1)}$;

$P_2^{(3)}$ - вторая собственная частота системы. Соответствует первой собственной частоте парциальной подсистемы «гильза на опорах». При увеличении частоты вращения шпинделя свое значение не меняет;

$P_3^{(3)}$ - третья собственная частота системы. Появляется только при наличии в системе гильзы на опорах;

$P_4^{(3)}$ - четвертая собственная частота системы. Соответствует второй собственной частоте системы «шпиндель на опорах» $P_2^{(1)}$.

4. Система «шпиндельный узел» (четвертая схема сборки):

$P_1^{(4)}$ - первая собственная частота системы. Соответствует первой собственной частоте системы «гильза на опорах с присоединенным шпинделем» $P_1^{(3)}$;

$P_2^{(4)}$ - вторая собственная частота системы. Соответствует второй собственной частоте системы «гильза на опорах с присоединенным шпинделем» $P_2^{(3)}$;

$P_3^{(4)}$ - третья собственная частота системы. Соответствует первой собственной частоте системы «шпиндель на опорах с присоединенной оправкой» $P_1^{(2)}$. При увеличении жесткости опор гильзы практически не изменяется;

$P_4^{(4)}$ - четвертая собственная частота системы. Соответствует третьей собственной частоте системы «гильза на опорах с присоединенным шпинделем» $P_3^{(3)}$;

$P_5^{(4)}$ - пятая собственная частота системы. Соответствует четвертой собственной частоте системы «гильза на опорах с присоединенным шпинделем» $P_4^{(3)}$.

Результаты анализа свидетельствуют об определенной закономерности формирования массива собственных частот системы «шпиндельный узел», прежде всего связанной с комплектацией шпиндельного узла. Конструкция, условия монтажа и режимы эксплуатации шпиндельных узлов в основном определяют характер изменения значений этих частот.

Выводы

1. Предложенная математическая модель механической колебательной системы «шпиндельный узел» позволяет с единых теоретических позиций рассчитывать частоты собственных колебаний при различных вариантах комплектации этой системы, а именно: шпиндель на опорах; шпиндель на опорах с присоединенной оправкой; гильза на опорах с присоединенным шпинделем; шпиндельный узел (полная сборка).

2. Результаты моделирования систем различной комплектации позволили установить определенные закономерности формирования массива собственных частот системы «шпиндельный узел».

3. Установлена существенность влияния конструкции, комплектации, монтажа и режимов эксплуатации шпиндельных узлов на формирование массива их собственных частот и необходимость комплексного учета этих факторов при проектировании и выборе режимов работы шпиндельных узлов.

Анотація. Проведено дослідження комплексного впливу конструкції, комплектації, монтажу та режимів експлуатації шпиндельних вузлів на формування масиву частот власних коливань. Шпиндельний вузол представлено у вигляді механічної коливної системи, що складається з підсистем інструменту (оправки), власне шпинделя і корпусу (гільзи), пружно закріпленого на станині верстата. Розглянуто чотири варіанти системи різної комплектації: шпиндель на опорах; шпиндель на опорах з приєднаною оправкою; гільза на опорах з приєднаним шпинделем; шпиндельний вузол (повна комплектація). Обчислені власні частоти систем з урахуванням зміни жорсткості підшипників опор шпинделя та опор гільзи. Встановлені основні закономірності формування масиву власних частот системи «шпиндельний вузол»

Ключові слова: шпиндельний вузол, механічна коливна система, динамічна характеристика.

Abstract. Purpose. The research of complex influence of design, kitting, mounting and maintenance conditions of spindle units on natural frequencies array formation.

Design/Methodology/approach. Spindle unit is considered as mechanical vibration system, which consist of subsystems: tool(tool holder), spindle and spindle quill that is elastically mounted on machine tool bed. Constraints of the system are: tool holder – spindle joint for first and second subsystems and support bearings for second and third subsystems. Method of dynamical compliances is used in order to work out balance equations in points of subsystems disconnection. Dynamical compliances are determined by using method of initial parameters in matrix form (method of transfer matrices). Four cases of system kitting are considered: spindle on supports; spindle on supports with connected tool holder; quill on supports with connected spindle; spindle unit (whole kitting).

Findings. Natural frequencies of “spindle unit” system for four types of kitting, taking into account varying of the stiffness of bearings of the spindle supports and quill supports, are calculated.

Originality/value. Results of analysis indicates about concrete regularity of natural frequencies array forming of the “spindle unit” system, that associated with spindle unit kitting. Design, mounting and maintenance conditions of spindle units defines nature of change of this natural frequencies.

Keywords: spindle unit, mechanical vibration system, dynamic characteristic.

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – 371 с.
2. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
3. Хомяков В.С. Моделирование и расчет динамических характеристик шпиндельных узлов / Хомяков В.С., Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. // Вестник УГАТУ. – Уфа: УГАТУ. – 2009. – Т.12. – № 2(31). – С. 69–75.
4. Sinan Badrawy. "Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance." Web. <<http://www.nanotechsys.com/images/PDFs/DynamicModelingandAnalysis.PDF>>.
5. Данильченко Ю.М. Узагальнена пружно-деформаційна модель шпиндельного вузла // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком “Інженерна механіка”). – 2002. – Вип. 11. – С. 126-131.

6. Данильченко Ю.М. Розрахунок форм вимушених коливань системи “шпиндельний вузол” // Наукові нотатки. Міжвуз. зб. (за напр. “Інженерна механіка”) – Луцьк. – 2004. – Вип.15. – С. 57-64.
7. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для вузов. - М.: Машиностроение, 1972. – 416 с
8. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. - М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.
9. Данильченко Ю. Оцінка динамічної якості швидкохідних шпиндельних вузлів на опорах кочення / Данильченко Ю., Петров С., Піркл Д. // машинознавство. – 2007. - № 8. – С. 36-41.
10. Данильченко Ю.М. Жорсткість підшипників опор кочення високоточних швидкохідних шпиндельних вузлів / Данильченко Ю.М., Петров С.В. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - 2000. – Т.5, Ч.4. - С. 25-34.

REFERENCES

1. *Proektirovanie metallorezhuwih stankov i stanochnyh sistem: Spravochnik-uchebnik.* [Design of machine tools and machine tool systems. Guide book.] V 3-h t. T.2. Ch.1. Pod obw. red. A.S.Pronikova. Moscow: Mashinostroenie, 1995, 371 p.
2. *Push A.V. Shpindelnye uzly: Kachestvo i nadezhnost.* [Spindle units. Quality and reliability.] Moscow: Mashinostroenie, 1992, 288 p.
3. *Homjakov V.S. Modelirovanie i raschet dinamicheskikh harakteristik shpindel'nyh uzlov.* [Bulletin of the UGATU]. Ufa: UGATU, 2009, Volume 12, № 2(31), pp. 69–75.
4. *Sinan Badrawy.* "Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance." Web. <<http://www.nanotechsys.com/images/PDFs/DynamicModelingandAnalysis.PDF>>.
5. *Danylchenko Ju.M. Uzagalnena pruzhno-deformacijna model shpyndelnogo vuzla* [Research note. Interuniversity collection (in the direction “Engineering mechanics”). Kyiv, 2002, Issue 11, pp. 126-131.
6. *Danylchenko Ju.M. Rozrahunok form vymushenyh kolyvan systemy “shpyndel'nyj vuzol”* Research note. Interuniversity collection (in the direction “Engineering mechanics”). Luck, 2004, Issue15, pp. 57-64.
7. *Biderman V.L. Prikladnaja teorija mehanicheskikh kolebanij: Ucheb. posobie dlja vtuzov.* [Applied theory of mechanical vibrations: a manual for technical colleges]. Moscow: Mashinostroenie, 1972, 416 p.
8. *Ivovich V.A. Perehodnye matricy v dinamike uprugih sistem: Spravochnik.* [Transfer matrices in dynamics of elastic systems: Handbook]. Moscow: Mashinostroenie, 1981, 183 p.
9. *Danylchenko Ju.M. Ocinka dynamichnoi jakosti shvydkohidnyh shpyndel'nyh vuzliv na oporah kochennja.* [Danylchenko Ju., Petrov S., Pirkl D. Estimation of dynamical quality of high-speed spindle units on rolling bearings]. Mashynoznavstvo, 2007, no. 8, pp. 36-41.
10. *Danylchenko Ju.M. Zhorstkist pidshypnykiv opor kochennja vysokotochnykh shvydkohidnyh shpyndelnyh vuzliv.* [Danylchenko Ju.M., Petrov S.V. Stiffness of the support rolling bearings of high-speed spindle units]. Visnyk Ternopil'skogo derzhavnogo tehničnogo universytetu. Ternopil, 2000, Volume 5, Ch.4. pp. 25-34.