

УДК 631.35

АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРАНСМИССИИ ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250 В АГРЕГАТЕ С КОРМОУБОРОЧНЫМ КОМПЛЕКСОМ «ПОЛЕСЬЕ-3000»

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Ю. В. ЧУПРЫНИН, Д. В. ДЖАСОВ

*Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь*

Ключевые слова: трансмиссия, собственная частота, вековое уравнение, динамический коэффициент, энергосредство, кормоуборочный комплекс.

Введение

Механическая трансмиссия современной сельскохозяйственной машины является сложной разветвленной механической системой с длинными валопроводами и с большим количеством вращающихся масс, многие из которых являются рабочими органами и в силу своего функционального назначения имеют значительную инерционность. В такой сложной многомассовой системе собственные крутильные колебания являются очень опасным источником дополнительного нагружения. При наличии интенсивных источников возбуждения, которыми могут являться различные рабочие органы сельскохозяйственной машины, важно обеспечить достаточную отстройку частоты этих источников от собственных частот системы. Определение спектра собственных частот сложной трансмиссии сельскохозяйственной машины классическими методами [1]–[5] является проблематичным. Для этого целесообразно использовать метод и критерий отстройки, описанные авторами в предыдущем номере журнала.

Цель работы – исследование собственных частотных свойств трансмиссии энергосредства УЭС-2-250 в агрегате с кормоуборочным комплексом «Полесье-3000», оценка опасности возникновения резонанса и степени отстройки от резонанса.

Составление матриц жесткости

Как было изложено в [6], сформировать матрицу жесткости системы можно без составления системы дифференциальных уравнений. Для этого необходимо в таблицу, размерность которой должна быть по вертикали и горизонтали равна количеству масс в системе, записать в ячейки, находящиеся на пересечении столбца и строки, номера которых соответствуют номерам соединяемых масс, жесткость соединяющего эти массы звена с отрицательным знаком. Главная диагональ при этом останется незаполненной. Для заполнения главной диагонали необходимо просуммировать все элементы строки или столбца, на пересечении которых находится данная ячейка, и взять их с обратным знаком.

Эта закономерность составления матрицы жесткости справедлива не только для линейных систем, но и для систем со сложной разветвленной структурой, что будет проиллюстрировано на рис. 1.

Составление матрицы инерционности не представляет труда и является тривиальным, так как единственными ненулевыми элементами этой матрицы являются моменты инерции вращающихся масс, которые расположены по главной диагонали на пересечении строки и столбца, номера которых являются номером этой массы. Поэтому останавливаться в рамках данной статьи на составлении матрицы инерционности нет смысла.

В данной работе предполагается провести анализ спектра собственных частот и вычисление динамических коэффициентов для четырех состояний трансмиссии энергосредства УЭС-2-250А в агрегате с кормоуборочным комплексом «Полесье-3000»: на транспортном режиме и с тремя сменными адаптерами для всех имеющихся скоростных режимов.

Проиллюстрируем составление матрицы жесткости на примере трансмиссии энергосредства с навешенной на измельчитель барабанной жаткой для уборки грубостебельных культур, структурная схема которой показана на рис. 1.

Для большей наглядности и читаемости матрицу жесткости представим в виде таблицы с нумерацией столбцов и строк.

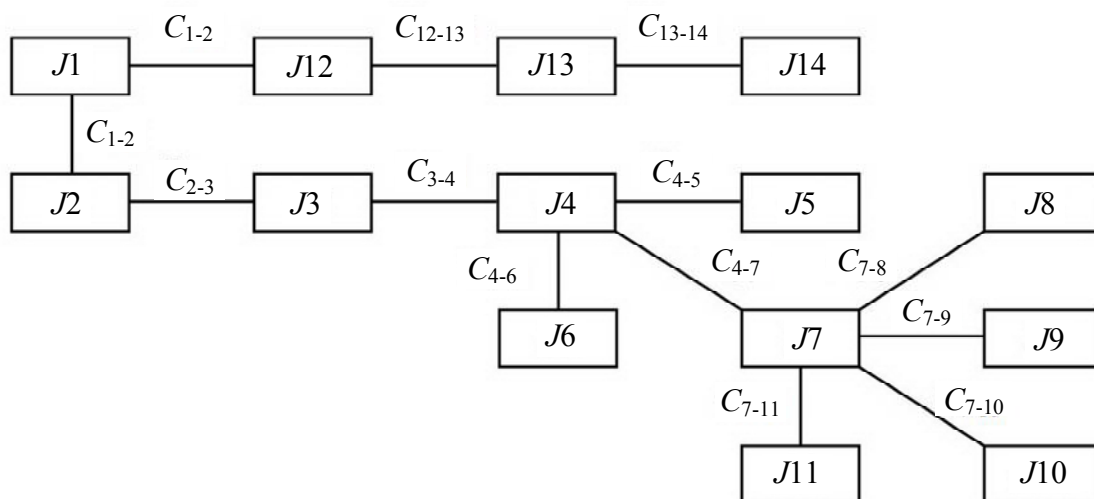


Рис. 1. Структурная схема трансмиссии УЭС-2-250А в агрегате с кормоуборочным комплексом «Полесье-3000» и жаткой для уборки грубостебельных культур: J_i – моменты инерции масс; $C_{i,j}$ – жесткости валов, соединяющих массы

Матрица жесткости, составленная для структурной схемы трансмиссии с барабанной жаткой для уборки грубостебельных культур (рис. 1), приведена ниже.

$$\begin{bmatrix}
 C_1 & -C_{1-2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{1-21} & 0 & 0 \\
 -C_{1-2} & C_2 & -C_{2-3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -C_{2-3} & C_3 & -C_{3-4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -C_{3-4} & C_4 & -C_{4-5} & -C_{4-6} & -C_{4-7} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -C_{4-5} & C_{4-5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -C_{4-6} & 0 & C_{4-6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -C_{4-7} & 0 & 0 & C_7 & -C_{7-8} & -C_{7-9} & -C_{7-10} & -C_{7-11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{7-8} & C_{7-8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{7-9} & 0 & C_{7-9} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{7-10} & 0 & 0 & C_{7-10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{7-11} & 0 & 0 & 0 & C_{7-11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -C_{1-12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{12} & -C_{12-13} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{12-13} & C_{13} & -C_{13-14} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{13-14} & C_{13-14} & 0
 \end{bmatrix}$$

где значения элементов матрицы: $C_1 = C_{1-2} + C_{1-12}$; $C_2 = C_{1-2} + C_{2-3}$; $C_3 = C_{2-3} + C_{3-4}$; $C_4 = C_{4-3} + C_{4-5} + C_{4-6} + C_{4-7}$; $C_7 = C_{4-7} + C_{7-8} + C_{7-9} + C_{7-10} + C_{7-11}$; $C_{12} = C_{1-12} + C_{12-13}$; $C_{13} = C_{12-13} + C_{13-14}$.

Для трех других состояний трансмиссии исследуемой сельскохозяйственной машины матрицы жесткости составляются аналогично.

Анализ частотных свойств и определение динамических коэффициентов

Проиллюстрируем проведение анализа спектра собственных частот и динамических коэффициентов внешних воздействий.

Сельскохозяйственная машина имеет несколько разных состояний в зависимости от режима использования (транспорт, техпроцесс), агрегируемого адаптера и выбранного диапазона переключаемых устройств. Каждое состояние характеризуется своим оригинальным набором собственных частот и частот возбуждения. Для каждой собственной частоты можно вычислить динамический коэффициент по отстройке от ближайших частот возбуждения снизу и сверху.

Целесообразно представить результат в виде пиктограмм, где по горизонтали расположена ось собственных частот. На каждой собственной частоте расположен столбик, опущенный вниз от нуля на величину динамического коэффициента по отстройке от ближайшей нижней возбуждающей частоты и поднятый вверх на величину динамического коэффициента по отстройке от ближайшей верхней возбуждающей частоты.

При выполнении технологического процесса кормоуборочный комплекс «Полесье-3000» используется с тремя различными адаптерами: жаткой для грубостебельных культур, жаткой для уборки трав и подборщиком. Для работы с каждым из трех адаптеров, в соответствии с Инструкцией по эксплуатации комплекса, предусмотрено ограниченное количество скоростных режимов, каждый из которых достигается конкретным сочетанием выбора диапазона коробки передач измельчителя и вариантом соединения приводным карданным валом выходных валов комбайна и адаптера. Для режима с жаткой для грубостебельных культур предусмотрено пять скоростных режимов, а для режимов с жаткой для уборки трав и с подборщиком – по три скоростных режима.

На рис. 2 показаны собственные частоты и динамические коэффициенты для трансмиссии энергосредства УЭС-2-250А в агрегате с кормоуборочным комплексом «Полесье-3000» на режиме транспортного переезда. На этом режиме трансмиссия измельчителя не задействована и отсоединена от трансмиссии энергосредства, поэтому вся трансмиссия на этом режиме представлена простой линейной четырех-массовой моделью.

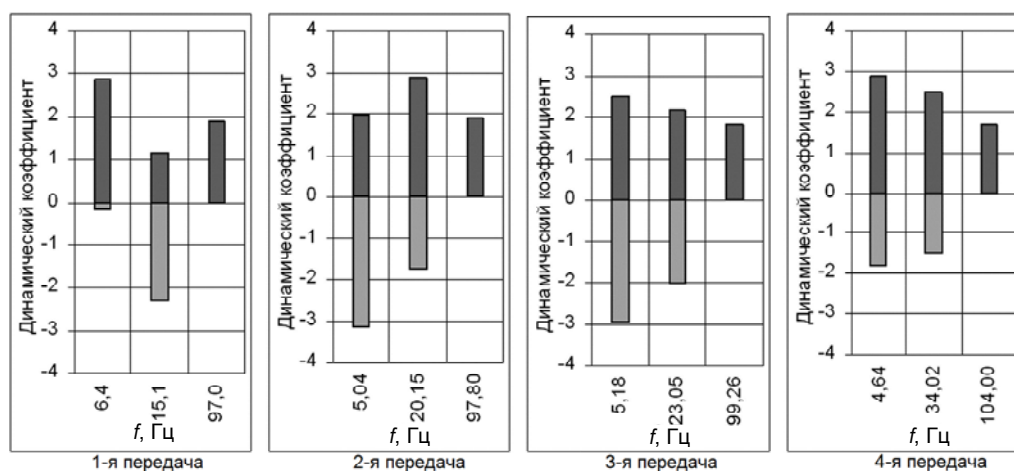


Рис. 2. Собственные частоты и динамические коэффициенты усиления внешних воздействий трансмиссией ходовой части на транспортных передачах

На рис. 3 показаны собственные частоты и динамические коэффициенты при работе с барабанной жаткой для уборки грубостебельных культур.

На рис. 4 представлены собственные частоты и динамические коэффициенты при работе с жаткой для уборки трав.

На рис. 5 показаны собственные частоты и динамические коэффициенты при работе с подборщиком.

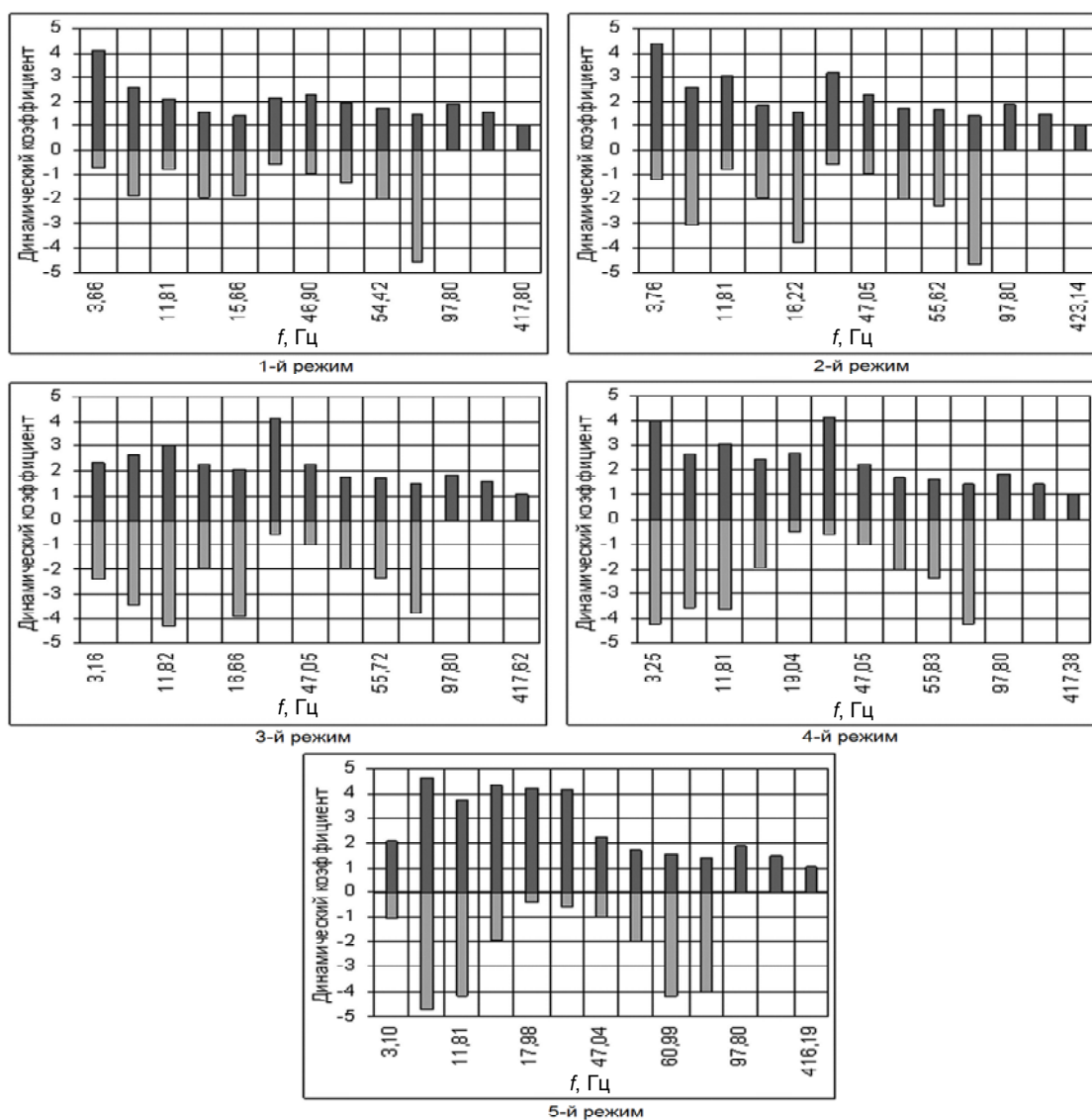


Рис. 3. Собственные частоты и динамические коэффициенты усиления внешних воздействий трансмиссией с жаткой для грубостебельных культур на режимах

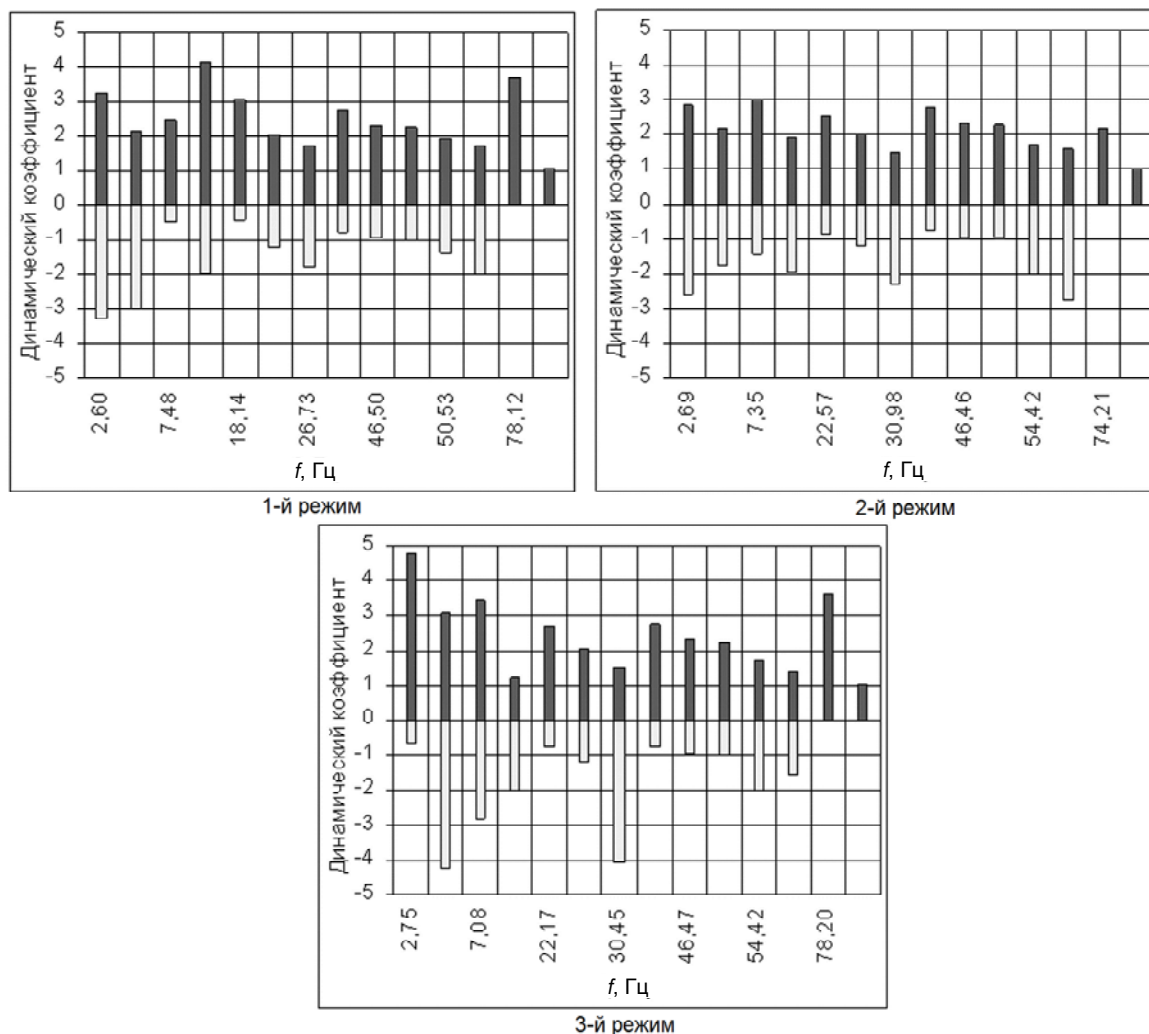


Рис. 4. Собственные частоты и динамические коэффициенты усиления внешних воздействий трансмиссией с использованием жатки для уборки трав на режимах

Из рис. 2–5 видно, в каких зонах собственных частот имеется опасность приближения к резонансу и степень этой опасности. В реальных механических системах присутствует демпфирование, благодаря влиянию которого степень усиления внешнего воздействия будет иметь меньший уровень, чем показано на рисунках. Кроме того, каждое внешнее воздействие на своей частоте будет иметь разный уровень интенсивности в зависимости от энергонасыщенности сигнала. Но, как показывает многолетняя практика эксплуатации сельскохозяйственных машин, причины некоторых отказов трансмиссии можно было объяснить только с учетом перечисленных факторов.

Поэтому при проектировании трансмиссий сельскохозяйственных машин требуется обязательная проверка на опасность приближения к резонансным зонам, оценка опасности каждого конкретного приближения с учетом энергонасыщенности возбуждающего сигнала и обеспечение в связи с этим необходимого уровня отстройки или увеличения коэффициентов запаса в уязвимых элементах.

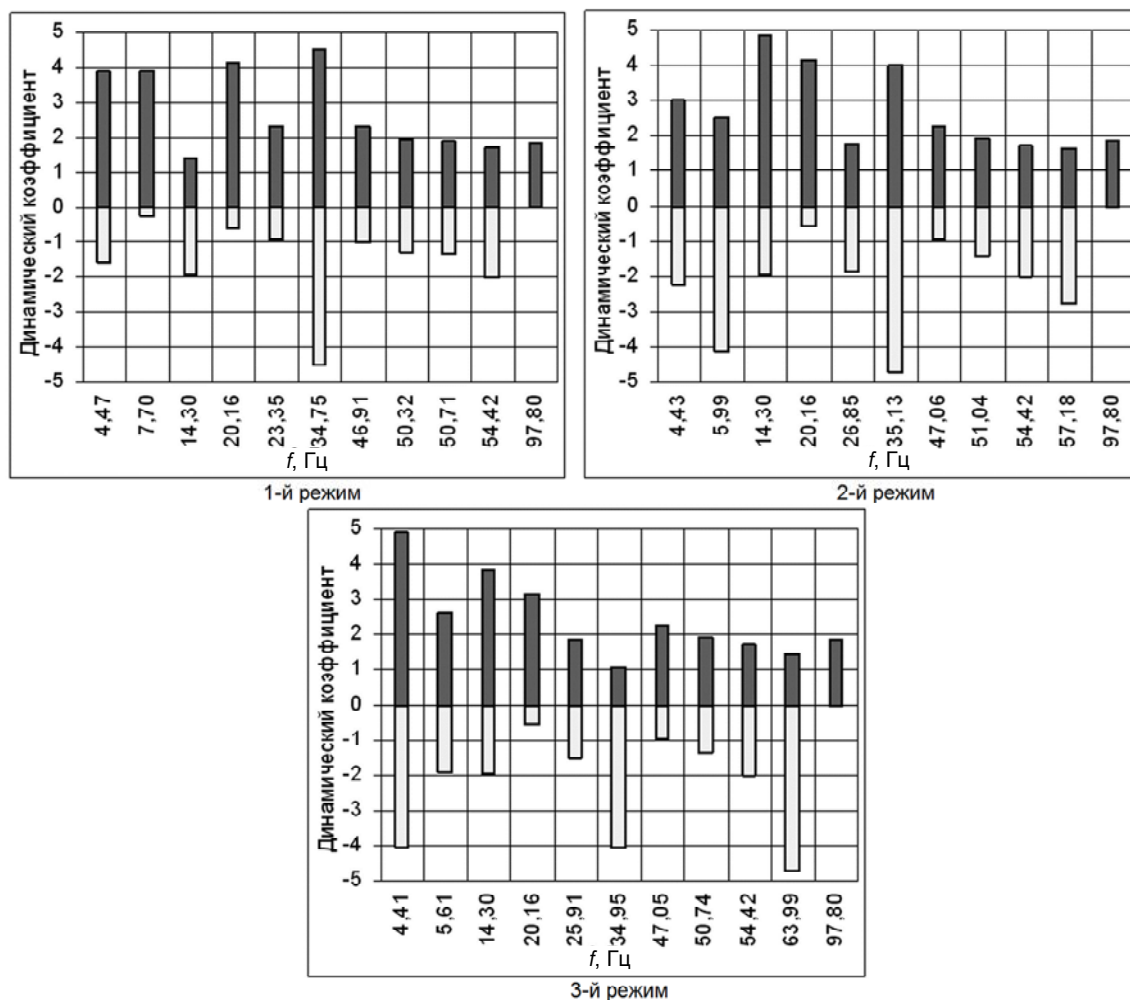


Рис. 5. Собственные частоты и динамические коэффициенты усиления внешних воздействий трансмиссией с использованием подборщика на режимах

Заключение

В данной статье проиллюстрировано формирование матрицы жесткости без составления системы дифференциальных уравнений на примере одного из состояний трансмиссии исследуемой сельскохозяйственной машины со сложной разветвленной структурой с высокой степенью детализации.

Проиллюстрирован удобный способ визуализации собственных частот и динамических коэффициентов, характеризующих степень опасности приближения к резонансным зонам.

Предложенный метод анализа частотных свойств и динамических коэффициентов трансмиссии сельскохозяйственной машины позволяет на этапе проектирования обеспечить гарантированную отстройку от резонансных зон требуемой величины путем оптимизации параметров системы.

Данный метод внедрен и эффективно применяется более 15 лет в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» при проектировании трансмиссий. Многолетний опыт успешной эксплуатации сельскохозяйственных машин производства ОАО «Гомсельмаш» подтверждает удобство и высокую эффективность проиллюстрированного метода анализа частотных свойств трансмиссии.

Литература

1. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1965. – 560 с.
2. Филиппов, А. П. Колебания деформируемых систем / А. П. Филиппов. – М. : Машиностроение, 1970. – 734 с.
3. Штейнвольф, Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л. И. Штейнвольф. – М. : Машгиз, 1961. – 340 с.
4. Терских, В. П. Метод цепных дробей в применении к исследованию механических систем : в 3 т. / В. П. Терских. – Л. : Судпромгиз, 1955. – Т. 1 : Простые линейные и нелинейные системы. – 375 с.
5. Григорьев, Е. Т. Колебания и динамические качества механических систем / Е. Т. Григорьев. – К. : Машиностроение, 1983. – 136 с.
6. Попов, В. Б. Анализ собственных частот и определение динамических коэффициентов трансмиссии сельскохозяйственной машины / В. Б. Попов, Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2017. – № 2. – С. 32–39.

Получено 31.08.2017 г.