

УДК 621:631.365.22

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА С РЕКУПЕРАТИВНЫМ ПРИВОДОМ

Мартыненко Д.С., Устинов Н.Н.

ФГБОУ ВПО «Государственный аграрный университет Северного Зауралья», Тюмень,
e-mail: UstinovNikNik@mail.ru

Рассмотрены динамические характеристики системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом механизма очистки. Рекуперативный привод предусматривает установку на концах двуплечих рычагов механизма очистки пружинных аккумуляторов. При проведении экспериментов установлено влияние частоты вращения колебательного вала системы очистки и подачи зернового вороха на параметры вибрации рамы экспериментального стенда, амплитуду колебаний экспериментальной установки в вертикальной плоскости. Интервал варьирования частоты вращения колебательного вала составлял от 160 мин⁻¹ до 300 мин⁻¹. Параметры колебаний измерялись при двух значениях подачи зернового вороха, соответственно 0 кг/с и 9 кг/с. Определены амплитудно-частотные характеристики механизма очистки, установлено, что механизм очистки в стандартной частоте оборотов колебательного вала работает в зарезонансном режиме. Установлено, что снижение динамических нагрузок наиболее значительно появляется при работе механизма в дорезонансном режиме при частоте вынужденных колебаний в диапазоне 160–210 мин⁻¹. В зарезонансном режиме снижение амплитуды колебаний стенда наблюдается при частоте вращения колебательного вала в диапазоне 240–300 мин⁻¹. Рациональным следует считать режим работы колебательного вала в диапазоне 265–280 мин, что обеспечивает снижение динамических нагрузок при сохранении качественных показателей работы. Результаты работы могут быть использованы при решении задач, связанных с проектированием механизмов очистки зерноуборочного комбайна.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, система очистки, рекуперативный привод, амплитуда колебаний, амплитудно-частотная характеристика

RESULTS OF EVALUATION OF DYNAMIC PARAMETERS OF THE CLEANING MECHANISM OF A COMBINE HARVESTER WITH A REGENERATIVE DRIVE

Martynenko D.S., Ustinov N.N.

Federal Stat Budgetery Educational Institution of Higher Professional Education Norten-Ural
State Agricultural University, Tyumen, e-mail: UstinovNikNik@mail.ru

The dynamic characteristics of the cleaning system of a combine harvester with a recuperative drive of the cleaning mechanism are considered. The recuperative drive provides for the installation of a spring accumulator cleaning mechanism at the ends of two-arm levers. During the experiments, the influence of the rotation frequency of the oscillating shaft of the grain cleaning and feeding system on the vibration parameters of the frame of the experimental stand, the amplitude of vibrations of the experimental installation in the vertical plane was established. The range of variation in the frequency of rotation of the oscillating shaft was from 160 min⁻¹ to 300 min⁻¹. The oscillation parameters were measured at two values of grain heap feed, respectively 0 kg / s and 9 kg / s. The amplitude-frequency characteristics of the cleaning mechanism were Determined, and it was found that the cleaning mechanism operates in the resonant mode at the standard speed of the oscillating shaft. It is established that the reduction of dynamic loads appears most significantly during the operation of the mechanism in pre-resonant mode at the frequency of forced oscillations in the range of 160-210 min⁻¹. In the resonant mode, a decrease in the amplitude of the stand oscillations is observed at the rotational speed of the oscillating shaft in the range of 240-300 min⁻¹. It is rational to consider the mode of operation of the oscillating shaft in the range of 265...280 minutes, which reduces dynamic loads while maintaining quality performance. The results of the work can be used in solving problems related to the design of cleaning mechanisms for a combine harvester.

Keywords: combine harvester, cleaning shoe drive, regenerative drive, the amplitude of oscillations, amplitude-frequency characteristic

С развитием зерноуборочных комбайнов, увеличением их производительности и пропускной способности возрастают динамические нагрузки со стороны неравномерных сил инерции рабочих органов на элементы конструкции комбайна [1, 2]. Как следствие, при выполнении технологического процесса могут возникать вибрация и колебания, влияющие на качество выполнения процесса, надежность механизмов и элементов конструкции, и оказывать негативное воздей-

ствие на комбайнера. Механизм очистки зерноуборочного комбайна вносит значительный вклад в суперпозицию колебаний комбайна. Неуравновешенные силы инерции при движении транспортной доски и решетки приводят к колебаниям рамы комбайна [3, 4]. Осложняется все изменением положения комбайна при движении по неровностям поля и неравномерной подачей зернового вороха [5]. В этой связи актуальным является вопрос снижения динамических нагрузок.

Для привода механизма очистки зерноуборочного комбайна предлагается применить систему рекуперации за счет установки на концах двуплечих рычагов пружинных аккумуляторов [6]. Один конец пружинного аккумулятора закреплен на двуплечем рычаге, на другом имеется механизм натяжения.

Научная гипотеза заключается в том, что применение рекуперативного привода механизма очистки зерноуборочного комбайна приведет к снижению динамических нагрузок, действующих со стороны неуравновешенных сил механизма очистки, и повышению качественных показателей работы системы.

Цель исследования: совершенствование механизма очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода для снижения энергоемкости процесса и динамических нагрузок.

Важным в данном случае является исследование параметров динамического воздействия на раму комбайна со стороны неуравновешенных сил механизма очистки зерноуборочного комбайна. Возмущающее воздействие на систему оказывают следующие силовые факторы: сила, действующая на стойку со стороны приводного шкива от ременной передачи и момент этой силы; сила, действующая на стойку и учитывающая главный момент инерции механизма; главный момент сил инерции, приложенный к звеньям механизма; силы тяжести, действующие на звенья механизма; силы, действующие со стороны упругих связей.

Вместе с тем необходимо учитывать нагрузку системы зерновым ворохом, которая

в реальных условиях неравномерна и носит случайный характер.

В данной статье решена задача определения амплитудно-частотной характеристики экспериментального стенда с учетом загрузки системы зерновым ворохом.

Материалы и методы исследования

Для проведения эксперимента использована установка (рис. 1), представляющая собой систему очистки зерноуборочного комбайна Дон-1500Б, состоящая из транспортной доски, верхнего и нижнего решет, колебательного вала, шатунов, двуплечих рычагов, пружинных аккумуляторов, подвесок транспортной доски и решет, рамы и упругих опор (рис. 1) [6]. Колебательный вал приводится в движение от электродвигателя мощностью 3 кВт через цилиндрический редуктор, номинальная частота вращения электродвигателя 1500 об/мин.

Важными параметрами работы рекуперативного привода являются моменты, действующие со стороны пружин на двуплечий рычаг, определяемые следующим образом [6]:

$$M_1 = M_{1m} + k\Delta l_{11}h_{11}, \quad (1)$$

$$M_2 = M_{2m} + k\Delta l_{12}h_{12}, \quad (2)$$

где M_{1m} , M_{2m} – средние значения момента, возникающего вследствие натяжения пружин; k – жёсткость пружин; Δl_{11} , Δl_{12} – изменение длины пружин 1 и 2 соответственно (рис. 1).

Моменты M_{1m} , M_{2m} определяют силы предварительного натяжения пружин рекуперативного привода и определяются следующим образом:

$$M_{1m} = k\Delta l_{110}h_1, \quad (3)$$

$$M_{2m} = k\Delta l_{120}h_2, \quad (4)$$

где Δl_{110} , Δl_{120} – изменение длины пружин 1 и 2 в положении равновесия механизма.

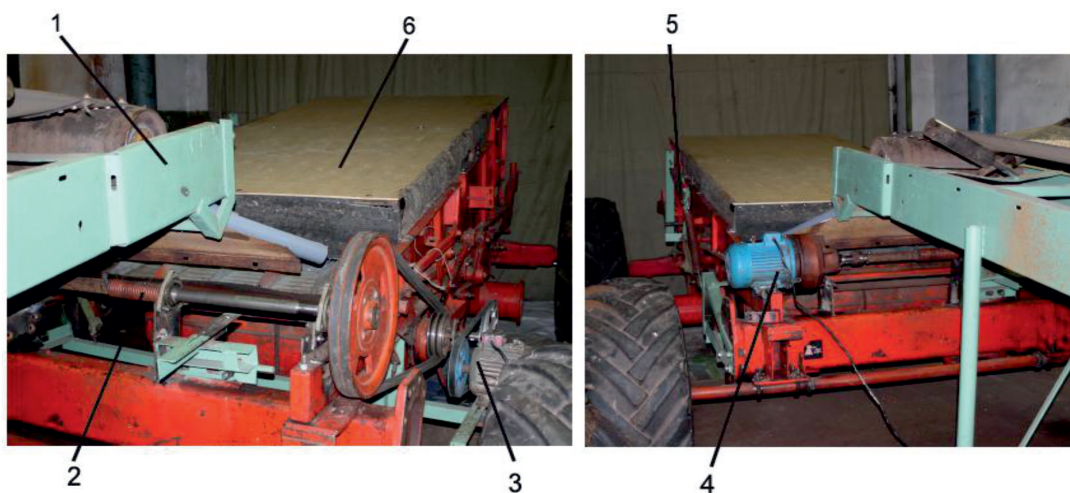


Рис. 1. Привод системы очистки экспериментальной установки: 1 – транспортер для подачи зернового вороха; 2 – привод колебательного вала системы очистки; 3 – привод вентилятора системы очистки



Рис. 2. Система рекуперации: 1 – пружина левая; 2 – пружина правая; 3 – двуплечий рычаг



Рис. 3. Измерение параметров колебаний: 1 – магнитный датчик; 2 – прибор Вибран-2

Пружинные аккумуляторы представляют собой пружины растяжения с наружным диаметром пружины 61 мм, диаметром пружинной проволоки 9 мм, с числом рабочих витков равным 45. При этом рабочий ход пружины составляет 231,8 мм; жесткость пружин $k = 10,175$ Н/мм.

Моменты сил натяжения пружин при проведении эксперимента, относительно оси двуплечего рычага, составляют $M_{2m} = 550$ Н·м и $M_{1m} = 450$ Н·м.

При проведении экспериментов установлено влияние частоты вращения колебательного вала системы очистки p_1 и подачи растительной массы q_n на параметры вибрации рамы экспериментального стенда, амплитуду колебаний экспериментальной установки в вертикальной плоскости. Интервал варьирования частоты вращения колебательного вала от 160 мин⁻¹ до 300 мин⁻¹. Параметры колебаний измерялись при двух значениях подачи зернового вороха q_n , соответственно 0 кг/с и 9 кг/с. Подача зернового вороха на транспортную доску экспериментальной установки осуществлялась при помощи ленточного транспортера (рис. 1). Частота вращения колебательного вала изменялась электродвигателем с частотным регулятором ATV 312HU30N4. Давление в шинах опорных колес составляло 0,1 МПа.

Для определения параметров вибрации использовался прибор Вибран-2.0. При измерении магнитный датчик прибора устанавливался на раму установки для измерения параметров колебаний в вертикальной плоскости, в точке, расположенной на продольной оси симметрии установки на уровне передних опорных колес (рис. 3).

Результаты исследования и их обсуждение

В результате экспериментов по оценке параметров вибрации рамы экспериментального стенда получены амплитудно-частотные колебания экспериментального стенда в вертикальной плоскости. Характер изменения параметров колебаний в зависимости от частоты вращения колебательного вала позволяет говорить о том, что значение резонансной частоты колебаний рамы стенда колеблется в пределах 220–225 мин⁻¹. В резонансном режиме наблюдаются значительные колебания, значения амплитуды колебаний достигают 14...15 мм без нагружения решетных станов зерновым ворохом,

и 12–13 мм с нагружением зерновым ворохом при значениях подачи зернового вороха q_n , соответственно 0 кг/с и 9 кг/с.

Нагружение системы очистки при подаче зернового вороха, как видно из рисунков, уменьшает амплитуду колебаний стенда в вертикальной плоскости.

Анализ представленных результатов позволяет говорить о снижении динамических нагрузок, действующих со стороны механизма очистки на раму комбайна при применении рекуперативного привода, при значениях $M_{2m} = 550$ Н·м и $M_{1m} = 450$ Н·м.

Снижение динамических нагрузок, как видно при сравнении двух диаграмм, наиболее значительно появляется при работе механизма в дорезонансном режиме при частоте вынужденных колебаний в диапазоне 160–210 мин⁻¹, при этом снижение амплитуды колебаний составляет 38% при 160 мин⁻¹ и снижается до 20% при 210 мин⁻¹. В случае нагружения решетных станов $q_n = 9$ кг/с снижение амплитуды колебаний составляет 25% при 160 мин⁻¹ и снижается до 20% при 210 мин⁻¹ (рис. 4, 5).

В зарезонансном режиме при частоте вынужденных колебаний в диапазоне 240–300 мин⁻¹ снижение амплитуды колебаний составляет 12% при 240 мин⁻¹ и снижается до 8% при 300 мин⁻¹. В случае нагружения решетных станов при $q_n = 9$ кг/с в зарезонансном режиме снижение амплитуды колебаний составляет 18% при 240 мин⁻¹ и 12% при 300 мин⁻¹ (рис. 5).

Необходимо отметить, что при номинальном режиме работы механизма очистки частота вращения колебательного вала составляет 265 мин⁻¹, что обеспечивает необходимые значения ускорений зерна на жалюзи верхнего и нижнего решета и, соответственно, качество очистки зерна. В этом случае рациональным следует считать режим работы колебательного вала в диапазоне 265...280 об/мин, что обеспечивает снижение динамических нагрузок при сохранении качественных показателей работы.

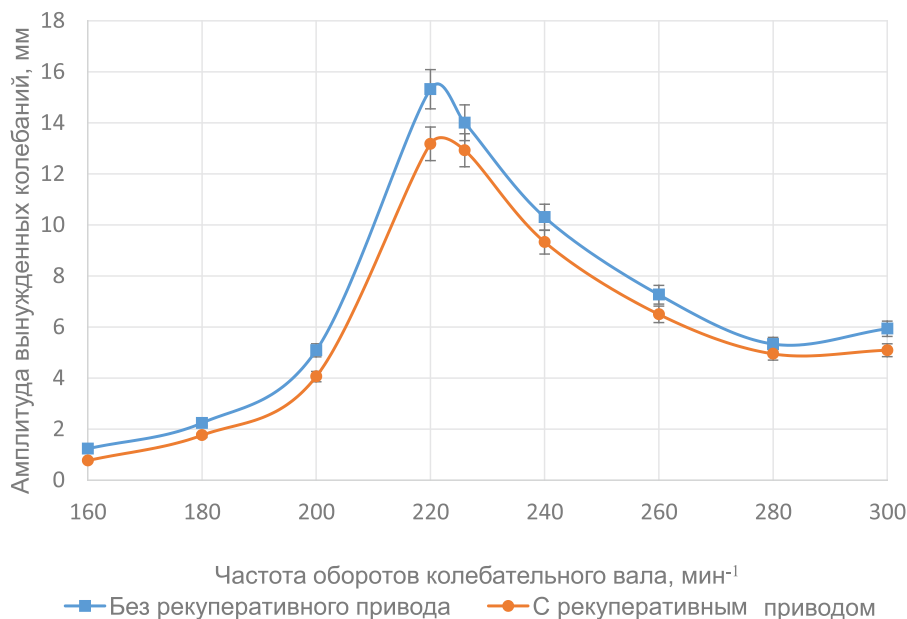


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика экспериментальной установки (колебания в вертикальной плоскости в точке на уровне задних опорных колес при $q_n = 0$ кг/с) (колебания в вертикальной плоскости в точке на уровне передних опорных колес при $q_n = 0$ кг/с)

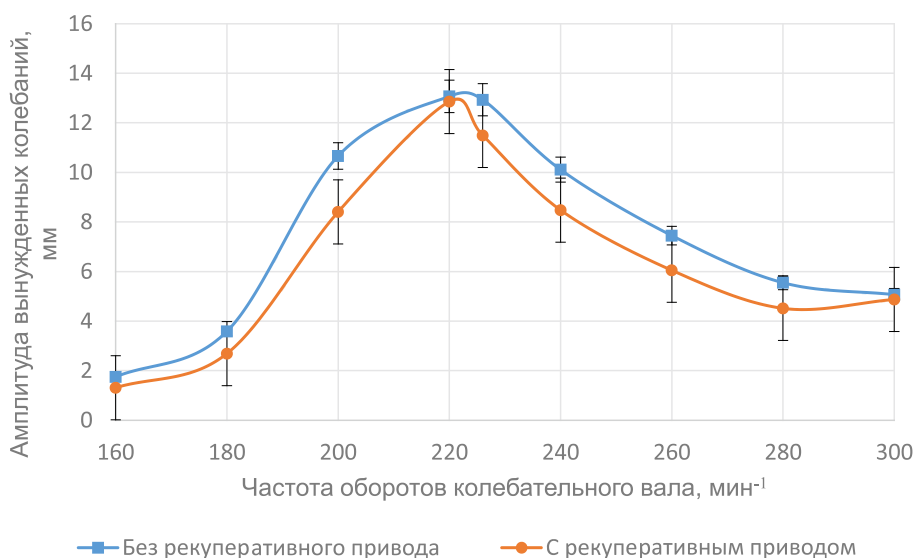


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика экспериментальной установки (колебания в вертикальной плоскости в точке на уровне передних опорных колес) при $q_n = 9$ кг/с

Выводы

Таким образом, определены амплитудно-частотные характеристики механизма очистки, установлено, что механизм очистки в стандартной частоте оборотов колебательного вала работает в резонансном режиме. Установлено, что снижение динамических нагрузок наиболее значительно появляется при работе механизма в дорезо-

нансном режиме при частоте вынужденных колебаний в диапазоне 160–210 мин⁻¹. В зарезонансном режиме снижение амплитуды колебаний станда наблюдается при частоте вращения колебательного вала в диапазоне 240–300 мин⁻¹. Рациональным следует считать режим работы колебательного вала в диапазоне 265–280 мин, что обеспечивает снижение динамических нагрузок при сохранении качественных показателей работы.

Список литературы

1. Бойко Л.И., Климович О.В. Анализ конструкций и методов снижения нагруженности приводов воздушно-решетных систем очисток зернового вороха комбайнов // Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 3. С. 74–78.

2. Лапшин П.Н. Зерноуборочные комбайны. Прочность, виброустойчивость, надежность: монография. Курган: Курганская ГСХА, 2009. 133 с.

3. Zhong Tang, Naotian Zhang, Yuepeng Zhou, Yu Li. Effects of Stem Cutting in Rice Harvesting by Combine Harvester Front Header Vibration. *Hindawi Advances in Materials Science and Engineering*. vol. 2019, Article ID 6834269, 15 p. DOI: 10.1155/2019/6834269.

4. Zhong Tang, Naotian Zhang, Yuepeng Zhou, Yu Li. Mutual Interference and Coupling Response of Multicylinder Vibration among Combine Harvester Co-Frame. *Hindawi Shock and Vibration*. Vol. 2019, Article ID 1584391, 14 p. DOI: 10.1155/2019/1584391.

5. Сороченко С.Ф. Конкурентоспособность зерноуборочных комбайнов, предназначенных для работы на склонах // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 9 (314). С. 158–164.

6. Мартыненко Д.С., Устинов Н.Н., Колмакова Т.Г. Колебания зерноуборочного комбайна при работе механизма очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски // Вестник Государственного аграрного университета Северного Зауралья. 2016. № 3 (34). С. 108–114.