

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ЗЕРНОВОГО ВОРОХА КОМБАЙНА

О.В. Климович, аспирант (ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»);
Т.В. Бойко, канд. техн. наук (БГАТУ)

Аннотация

В статье рассмотрена конструкция привода системы очистки зерноуборочного комплекса КЗР-10 «Полесье-Ротор», предложена альтернативная конструкция рекуперативного привода, позволяющая существенно снизить в нем динамическую составляющую нагруженности. Приведены сравнительные результаты экспериментальных исследований приводов.

The article deals with the design of grain cleaning system's drive of combine harvester KZR-10 "Polesie-Rotor". The alternative design of the recuperative drive of the cleaning system is offered. The article presents comparative results of experimental researches of the drives.

Введение

Зерноуборочные комбайны являются сельскохозяйственными машинами, к надежности и долговечности которых предъявляются повышенные требования, поскольку даже непродолжительный простой комбайна может привести к срыву сроков уборки и, следовательно, к значительным потерям урожая. Особенно это касается приводов систем очисток зернового вороха, так как они, по сравнению с другими системами комбайнов, наиболее высокодинамически нагружены и, как следствие, недостаточно надежны. Ввиду конструктивных особенностей систем очисток и требований к технологическому процессу очистки зерна, традиционными методами уравнивания колеблющихся масс путем их перераспределения не удается добиться полного устранения их воздействия на раму и привод очисток [1]. Существует несколько способов устранения динамической неуравновешенности колеблющихся рабочих органов [2, 3]. Целью данной статьи является изложение экспериментального исследования влияния силового метода снижения нагрузок, примененного при создании рекуперативного привода системы очистки зернового вороха зерноуборочного комплекса КЗР-10 «Полесье – Ротор».

Сущность метода заключается в установке в привод специального динамического разгрузителя (рекуператора), настраиваемого на частоту колебаний рабочих органов (решет системы очистки). Такой подход к решению поставленной задачи позволяет локализовать механическую энергию источника колебаний внутри неконсервативной колебательной системы.

Основная часть

На рис. 1 представлена схема механизма серийной очистки зерновой части вороха зерноуборочного

комплекса КЗР-10 «Полесье-Ротор» [4]. В данной очистке нижний решетный стан, включающий нижнее решето 10 с системой шарнирных подвесок 9, и транспортная доска 1 колеблются в противофазе с верхним решетным станом, состоящим из верхнего решета 6, удлинителя верхнего решета 8, дополнительного решета 3 и системы шарнирных подвесок 7. Поскольку суммарная масса транспортной доски и нижнего решетного стана незначительно больше массы верхнего решетного стана, а амплитуда колебаний большей массы меньше, то данная очистка является практически статически уравновешенной. Однако действие значительных знакопеременных инерционных нагрузок от колеблющихся масс не только вызывает колебания рамы комбайна, но и нагружает привод системы очистки, вызывая повышенный износ в шарнирах привода.

Для уравнивания системы очистки предлагается применить известную методику снижения на-

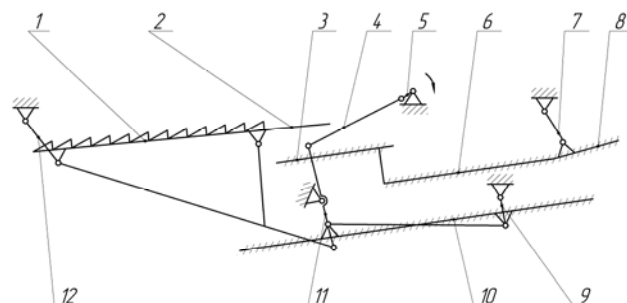


Рисунок 1. Схема серийной очистки зерноуборочного комплекса «Полесье-Ротор»: 1 – стрясная доска; 2 – пальцевая решетка; 3 – дополнительное решето; 4 – шатун; 5 – кривошип; 6 – верхнее решето; 7, 9, 12 – шарнирные подвески; 8 – удлинитель верхнего решета; 10 – нижнее решето; 11 – двухплечий рычаг

груженности приводов с колеблющимися рабочими органами силовым методом [2]. Систему очистки в первом приближении можно аппроксимировать одномассовой моделью (рис. 2). В качестве инерцион-

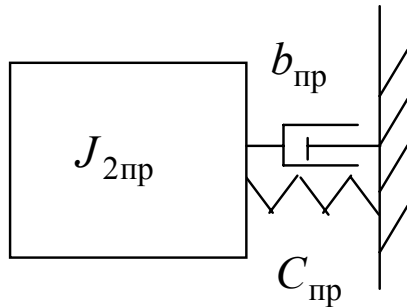


Рисунок 2. Одномассовая модель системы очистки

ных коэффициентов целесообразно применять моменты инерции.

В общем виде колебания одномассовой динамической системы описываются дифференциальным уравнением [5]:

$$\ddot{q}J + b\dot{q} + Cq = M_{о\epsilon}, \quad (1)$$

где q – обобщенная координата;

b – коэффициент демпфирования;

J – момент инерции;

$M_{о\epsilon}$ – движущий момент;

C – коэффициент жесткости.

Для уравнивания главного момента инерции, согласно силовому методу уравнивания нагруженности приводов, в систему вводится жесткость C_p (рекуперирующий элемент), создающая упругий момент.

Тогда уравнение (1) для полученной системы можно записать в виде:

$$J_{пр}\ddot{Q} + (b_{сис,пр} + b_{р,пр})\dot{Q} + (C_{сис,пр} + C_{р,пр})Q = M_d, \quad (2)$$

где $J_{пр}$ – приведенный к приводному валу механизма момент инерции;

Q – обобщенная координата (угол поворота приводного вала);

$b_{сис,пр}$; $b_{р,пр}$ – приведенные коэффициенты демпфирования системы и рекуператора;

$C_{сис,пр}$; $C_{р,пр}$ – приведенные коэффициенты жесткости системы и рекуператора;

M_d – движущий момент на приводном валу.

Решение уравнения (2) относительно $C_{р,пр}$ дает жесткость рекуперирующего элемента, необходимую для уравнивания очистки.

Для аккумуляции кинетической энергии решетных станков и стрясной доски системы очистки КЗР-10 «Полесье-Ротор» разработан рекуператор энергии, жесткость рабочего элемента которого рас-

считана по приведенной методологии. Схема рекуператора приведена на рис. 3.

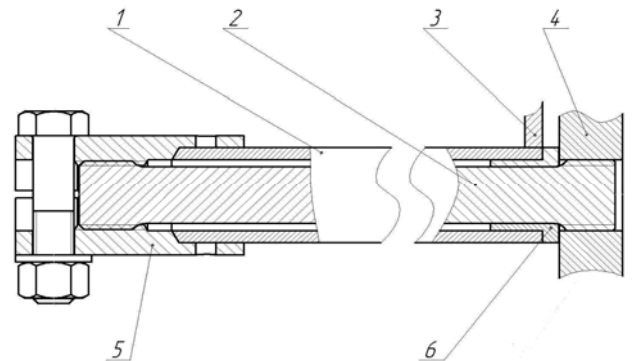


Рисунок 3. Схема торсионного рекуператора энергии:

1 – труба; 2 – торсион; 3 – рама системы очистки; 4 – рычаг; 5 – втулка-зажим; 6 – втулка

Рекуператор состоит из торсиона 2, один конец которого посредством разъемного шлицевого соединения соединен с рычагом 4, а другим концом – со втулкой-зажимом 5, которая, в свою очередь, жестко соединена с рамой очистки 3 через трубу 1. Таким образом, при повороте рычага 4 относительно рамы 3 торсион 2 закручивается, аккумулируя энергию.

Рекуператор энергии соединяется с двуплечим рычагом привода системы очистки посредством системы тяг, что позволяет вынести сам рекуператор энергии в произвольное место вне системы очистки, обеспечивая возможность установки данного рекуператора на серийный привод системы очистки без существенных конструктивных изменений (рис. 4).

Схема привода системы очистки с реку-

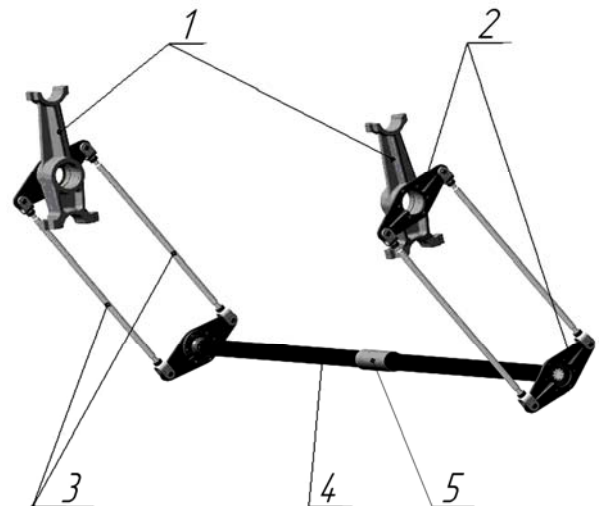


Рисунок 4. Модель соединения рекуператора энергии с двуплечим рычагом привода системы очистки:

1- двуплечий рычаг привода системы очистки; 2 – рычаг рекуператора; 3 – тяга; 4 – рекуператор; 5 – втулка

ператором энергии представлена на рис. 5. Решетный стан системы очистки состоит из двух кривошипов 5,

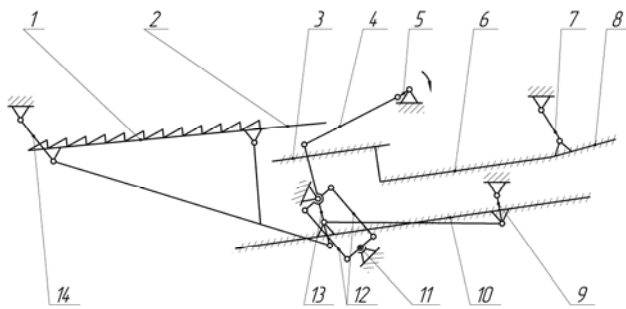


Рисунок 5. Схема привода очистки зерноуборочного комплекса КЗР-10 "Полесье-Ротор" с торсионным рекуператором энергии:

1 – стрясная доска; 2 – пальцевая решетка; 3 – дополнительное решето; 4 – шатун; 5 – кривошип; 6 – верхнее решето; 7,9,14 – шарнирные подвески; 8 – удлинитель верхнего решета; 10 – нижнее решето; 11 – торсионный рекуператор энергии; 12 – тяги; 13 – двуплечий рычаг

которые приводят в движение шатуны 4. Шатуны 4 шарнирно связаны с одним из концов двуплечих рычагов 12 и верхним решетом 6, установленным на подвесах 7. Стрясная доска 1 связана тягами с двуплечими рычагами 12. Двуплечие рычаги 12 посредством системы тяг шарнирно связаны с рычагами рекуператора энергии.

Решетный стан механизма очистки зерноуборочного комплекса с рекуператором энергии работает следующим образом: кривошип 5 (рис. 5) через шатуны 4 сообщает верхнему решетному стану 6, двуплечему рычагу 13, нижнему решетному стану 10 и стрясной доске 1 возвратно-поступательное движение. Колебание верхнего решетного стана 6 осуществляется в противофазе с нижним решетным станом 10 и стрясной доской 1. Двуплечий рычаг 13 через систему тяг и рычагов 12 закручивает торсион рекуператора энергии 11. В крайних положениях торсион максимально закручен, сила упругости, возникающая в нем, помогает приводу разогнать систему, а затем остановить. Применение данной схемы привода дает возможность создать силу упругости, которая всегда направлена противоположно силе инерции стрясной доски 1 и решетных станов 6 и 10.

Испытания рекуперативного привода системы очистки зернового вороха проводились на стенде, собранном по вышеуказанной схеме и приведенном на рис. 6.

Оценка эффективности осуществлялась на базе сравнительных испытаний серийного и перспективного рекуперативного приводов по величине нагруженности привода системы очистки зернового вороха комбайна на номинальном режиме работы. Нагруженность оценивалась по величине крутящего момента на приводном валу системы очистки. При про-

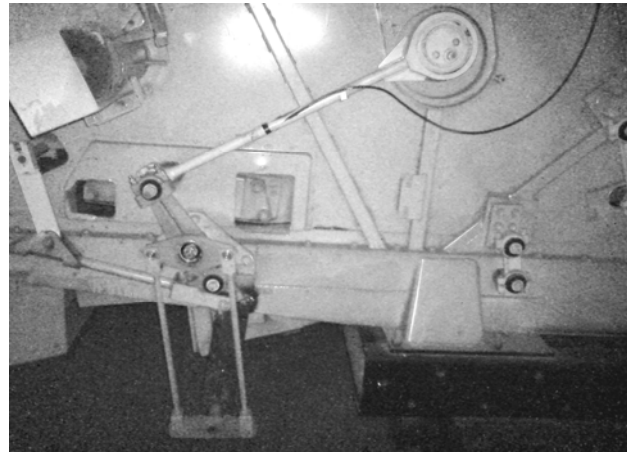


Рисунок 6. Испытательный стенд рекуперативного привода системы очистки КЗР-10 "Полесье-Ротор"

ведении стендовых испытаний привода системы очистки для исключения влияния на результаты оценки отключались приводы других механизмов системы очистки (вентилятора, шнеков и элеваторов).

При проведении экспериментальных исследований серийного и рекуперативного приводов использовалась следующая методика.

На шатунах привода системы очистки монтировались тензометрические датчики, позволяющие измерять напряжения на шатунах, проводилось торирирование. Регистрация показаний датчиков проводилась непрерывно с частотой квантования в 0,0025 секунды при плавном изменении частот вращения привода механизма очистки от 0 до 300 об/мин. и от 300 до 0 об/мин. Измеренные значения напряжений на шатунах пересчитывались в значения крутящего момента на приводном валу, которые и использовались для анализа.

В результате обработки экспериментальных данных получены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), графики которых представлены на рис. 7.

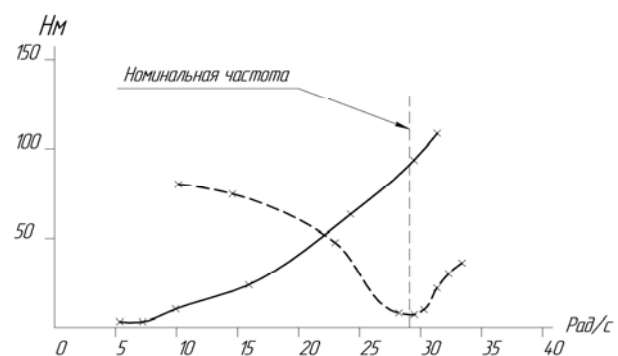


Рисунок 7. Графики АЧХ динамической системы механизма очистки:

— АЧХ динамической системы без рекуператора;
- - - АЧХ динамической системы с рекуператором

Экспериментальные амплитудно-частотные характеристики на рис. 7 построены по данным табл. 1.

Таблица 1. Распределение амплитуд колебаний момента на приводном валу механизма системы очистки

Без рекуператора		С реуератором	
Круговая частота, рад/с	Амплитуда, Нм	Круговая частота, рад/с	Амплитуда, Нм
3,236	3,0	8,168	79,8
5,168	3,5	12,566	75,1
7,833	10,0	20,944	47,5
13,917	23,5	26,18	8,03
22,258	63,0	27,437	6,87
27,437	93,5	28,274	9,75
29,322	108,0	29,322	20,84
		30,369	30,2
		31,416	35,9

Следует однако отметить, что, согласно формуле (2), оптимальная жесткость рекуператора зависит от приведенной массы системы очистки, на которую влияет степень загрузки решет, поэтому для уточнения полученных результатов требуется проведение дальнейших исследований рекуперативного привода в полевых условиях.

Заключение

Применение рекуператора энергии для уравнивания привода системы очистки зернового воро-

ха КЗР-10 «Полесье-Ротор» позволило снизить максимальные значения момента на приводном валу рекуперативного привода на частотах, близких к номинальной, в 7...8 раз, не изменяя при этом технологического процесса очистки зерна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко, Л.И. Анализ конструкций и нагруженности приводов систем очисток зернового вороха комбайнов / Л.И. Бойко, О.В. Климович // Механика. – 2009: матер. IV белорус. конгресса по теоретической и прикладной механике. – Минск, 22–24 декабря 2009 г. / ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси; под ред. академика М.С. Высоцкого [и др.]. – Минск, 2009. – С. 206-212.
2. Бойко, Л.И. Механика приводов колеблющихся рабочих органов машин / Л.И. Бойко. – Минск: ООО «Мэджик Бук», 2003. – 240 с.
3. Пути совершенствования приводов режущих аппаратов уборочных машин: сер. 55.03.14. Проектирование, конструирование и расчет машин и механизмов / Л. И. Бойко [и др.]. – Минск: БелНИИНТИ, 1990. – 56 с.
4. Зерноуборочные машины «Полесье»: пособ. для учащихся учреждений, обеспечивающих получение проф.-техн. образования / А.А. Дюжев [и др.]. – Минск: Беларусь, 2008. – 156 с.
5. Василенко, Н.В. Теория колебаний / Василенко Н.В. – Киев: «Віща школа», 1992. – 430 с.

Малогабаритная система очистки рабочих жидкостей гидравлических систем

Предназначена для профилактической очистки рабочих жидкостей гидравлических приводов мобильной сельскохозяйственной техники.



Основные технические данные

Производительность	Не менее 24 л/мин
Давление на входе в блок центрифугирования	0,8 МПа
Давление на входе в блок фильтрования	0,2-0,3 МПа
Давление на выходе из блока фильтрования	0,15 МПа
Тонкость очистки	15-40 мкм

Применение системы позволяет при обкатке двигателей расходовать масло без остатка, не снижать качество повторно используемого моторного масла, постоянно добавляя а него свежее товарное масло (гомогенизировать), полностью устранить расход электроэнергии, необходимой для подогрева масла, отказаться от необходимости хранения и утилизации масла. Она может применяться на ремонтно-обслуживающих предприятиях, а также непосредственно в хозяйствах для технического обслуживания машинно-тракторного парка.