

Литература

1. В.М. Халанский, И.В. Горбачев. Сельскохозяйственные машины.-М.: Колос, 2004.- 623 с.
2. Г.Е. Листопад. Сельскохозяйственные машины.- М.: Агропромиздат, 1986.
3. А.Н. Пугачев. Повреждение зерна машинами.- М.: Колос, 1976.
4. Авторское свидетельство 1777702 А1 МКН 01 Г 12/20. Бич молотильного аппарата.
5. Авторское свидетельство 1591859 МКН А 01 Г 12/20. Барабан молотильного устройства.
6. Г.Ф. Серый, Н.И. Косилов, Ю.Н. Ярмашев, А.И. Русанов. Зерноуборочные комбайны.- М.: Агропромиздат, 1986.- 247 с.

УДК 631.3.001.41

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Ходосевич В.И., Гурнович Н.П. (БГАТУ)

В статье рассмотрены вопросы исследования привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы с универсальным шарниром.

Введение

Теоретические исследования кинематики и динамики привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы показали, что вследствие кинематических особенностей движения деталей механизма, привод может быть источником возбуждения крутильных колебаний. Причем он может возбуждать как вынужденные, так и параметрические крутильные колебания как в самом приводе так и во всем агрегате жатки, которые передаются на механизмы привода всего агрегата и раму машины.

Основная часть

Уровень крутильных колебаний в приводе режущего аппарата, возбуждаемых механизмом качающейся шайбы, зависит от его кинематических и динамических параметров, скорости масс и податливостей динамической системы агрегата, и может быть сведен до минимума соответствующим выбором последних.

Для изменения кинематических параметров привода в механизм качающейся шайбы введен универсальный шарнир с наклонным шипом ведущей вилки (рис 1)

Механизм привода состоит из ведущего вала 1, вилки колебателя 2, крестовины 3, ведущего 5 и ведомого 9 валов колебателя, соединенных универсальным шарниром, ведущей 5 и ведомой 8 вилки шарнира, шипов 6и7 ведущей и ведомой вилок шарнира, вилки эксцентрика 10, эксцентрика 11, двух тяг подвески 12, ножа 13.

Передаточное отношение шарнира определяется выражением:

$$i = \frac{A \operatorname{tg} \delta \cos \varphi \cos \gamma}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)} \quad (1)$$

$$A = 1 + \frac{\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi}} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu;$$

$$A = 1 + \frac{\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi}} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu;$$

$$B = \frac{(\cos \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \sin \varphi)^2 + \cos^2 \gamma (\cos \psi - \sin \varphi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi})^2}{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi}$$

Исходя из вышеприведенного выражения, определим момент на ведущем валу от сил инерции при $\omega = \text{const}$ с учетом разворота вилок:

$$M_H = I\omega^2 i \frac{d_i}{d\varphi} \quad (2)$$

Подставляя выражение (1) и выражение – в выражение (2), получим:

$$M_H = \frac{AI\omega^2 \delta \cos \varphi \cos^2 \gamma}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)^3} \left\{ \frac{A \sin \varphi (1 + \sin^2 \delta \cos^2 \varphi)}{\cos^2 \delta} + \right. \\ \left. + \frac{\operatorname{tg} \delta \cos^2 \varphi (\cos \psi + \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \sin \varphi)}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)^3} [(B - 2A \cos^2 \gamma) \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu \times \right. \\ \left. \times \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin \varphi + 2A \sin^2 \gamma (\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi)}] \right\}$$

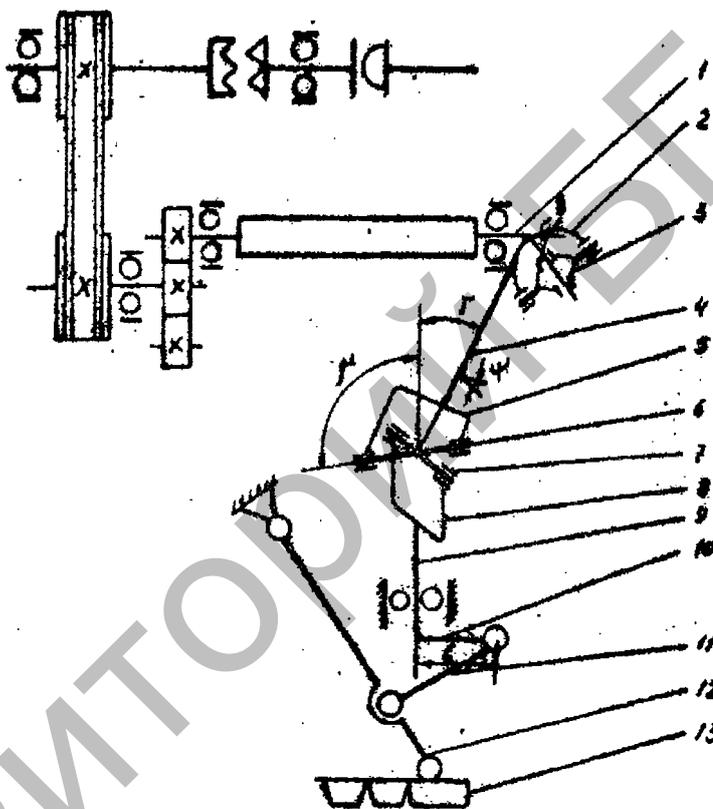


Рисунок 1 - Схема привода режущего аппарата:

1-ведущий вал, 2-вилка колебателя; 3-крестовина; 4- ведущий вал колебателя; 5 - ведущая вилка шарнира; 6-шип ведущей вилки; 7-шип ведомой вилки; 8-ведомая вилка шарнира; 9-ведомый вал колебателя; 10-вилка эксцентрика; 11-эксцентрик; 12-тяга подвески; 13-нож

Правильно подобрав передаточное отношение и угол разворота ведущей вилки шарнира относительно вилки колебателя можно существенно снизить колебания приведенного момента инерции деталей привода. Переменное передаточное отношение шарнира позволяет создать переменный момент инерции, противоположный по направлению моменту инерции и уравновешивающий последний. В результате переменный приведенный момент инерции преобразуется в примерно постоянный в течение каждого хода ножа, что не изменяет скорости движения ножа на участке резания.

Кинематические характеристики движения ножа определяются следующими выражениями;

- перемещение ножа

$$X = L \sin \varphi_1,$$

где L – длина ножила;
 φ_1 – угол поворота ведомого вала колебателя.
 – скорость ножа

$$V_H = L \cos \varphi_1 i_{шар} \frac{d\varphi}{dt}$$

Ускорение ножа определяется по формуле:

$$j = I \sin \varphi_1 \left(i_{шар} \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + I \cos \varphi_1 \frac{di_{шар}}{d\varphi} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + I \cos \varphi_1 i_{шар} \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

Для расчета кинематических параметров привода ножа была разработана программа на ПЭВМ ЕС-1840.

Для подтверждения теоретических предпосылок, представления о влиянии параметров универсального шарнира на динамическую нагруженность деталей привода и определения вышеназванных параметров были проведены лабораторные исследования механизма привода режущего аппарата на стенде, схема которого представлена на рисунке 3.

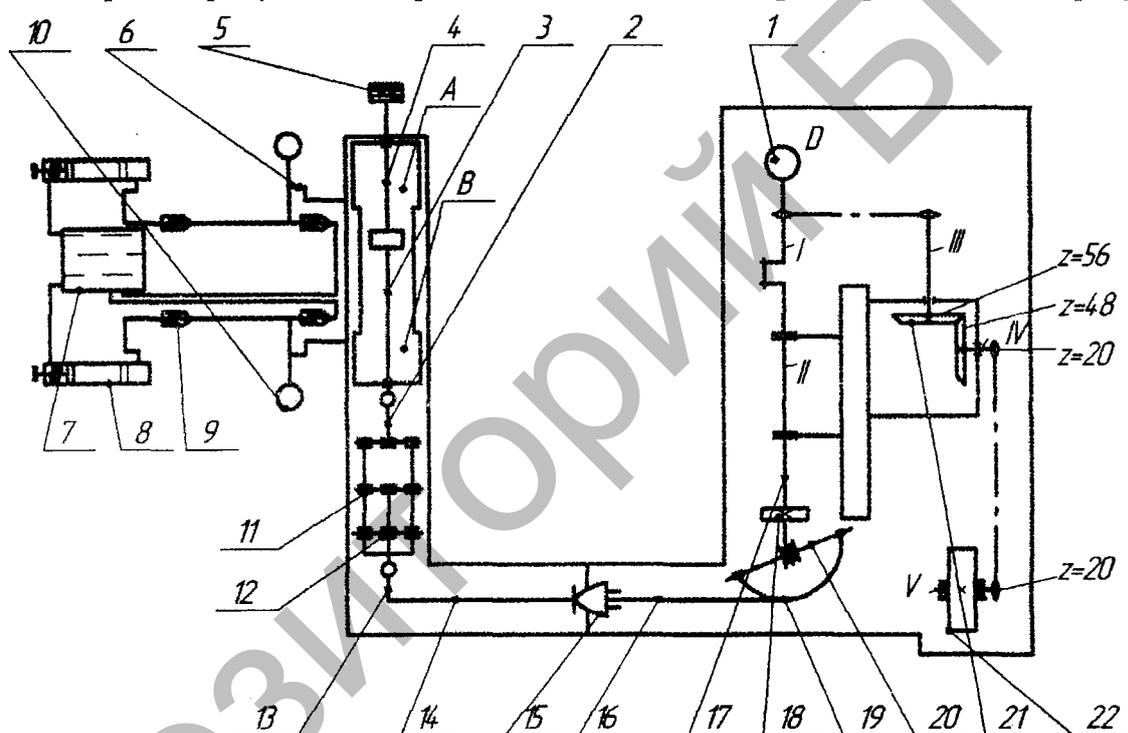


Рисунок 3 - Кинематическая схема стенда

Стенд состоит из силовой и моделирующей частей. Силовая часть – электродвигатель-1, выполняющий роль приводной машины. От него через соединительную муфту движение передается ведущему валу привода 17 и через конический редуктор 21 маховику 22.

Моделирующая часть включает механизм привода качающейся шайбы, универсальный шарнир, гидравлическое грузочное устройство и маховик.

Механизм привода состоит из ведущего вала с маховиком 18, крестовины 20, ведущей вилки, ведущего 16 и ведомого 14 валов колебателя, соединенных универсальным шарниром 15, ведомой вилки 13, эксцентрика 12, двух штанг подвески 11, изменяющегося по длине шатуна 2, штока 4 с массой 5, которая выполнена из отдельных пластин, что дает возможность изучить влияние массы рабочего органа на колебание нагрузок в приводе.

Изменение угла наклона ведущего вала колебателя к ведомому валу в пределах от 0 до 30° обеспечивается за счет поворота ведомого вала привода, вместе с грузочным устройством вокруг пальца в станине стенда и фиксации в отверстиях специального

кронштейна. Изменение угла наклона шипа ведущей вилки по отношению к оси ведущего вала в пределах $\mu = 90^{\circ} - 145^{\circ}$ осуществлялась за счет конструкции ведущей вилки, положение шарнира на валах колебателей изменялось за счет фланцевых соединений шарнира с валами.

Моделирование продольной нагрузки, действующей на рабочий орган, воспроизводится гидравлическим загрузочным устройством, состоящим из плунжерного насоса 3 обратных 9 и напорных 8 клапанов, резервуара для масла 7, трубопроводов 6 и манометров 10.

Плунжерный насос двустороннего действия имеет две полости, которые закрываются обратными клапанами, и сообщаются с резервуарами для масла. Напорные клапаны регулируют давление масла в полостях, обеспечивая определенную величину продольной нагрузки, контролируемой манометрами.

Для записи крутящих моментов на ведущем валу привода 17, на ведущем 16 и ведомом 14 валах колебателя стенд оснащен тензоаппаратурой. На исследуемые валы наклеивались тензорезисторы КФ-П2-1 5-200Б и соединялись по мостовой схеме, для снятия сигналов с ведущего вала применялся токосъемник ТРАП1-45-4, для усиления сигналов от датчиков применялся тензоусилитель ТОПАЗ-3, запись процесса на ленту производилась осциллографом НО-4 1. Для питания усилителя использовался прибор «Агат».

В результате лабораторных исследований выявлены факторы, влияющие на динамическую нагруженность деталей привода. Осциллограммы обрабатывались по известной методике.

По результатам статической обработки получены зависимости изменения крутящих моментов на ведущем валу привода, ведомом и ведущем валах колебателя от параметров механизма привода (угла наклона ведущего и ведомого валов колебателя, угла наклона шипа ведущей вилки к ведущему валу).

На рисунке 4 представлены диаграммы изменения размаха крутящего момента на ведущем валу исследуемого привода в зависимости от параметров карданной передачи с универсальным шарниром.

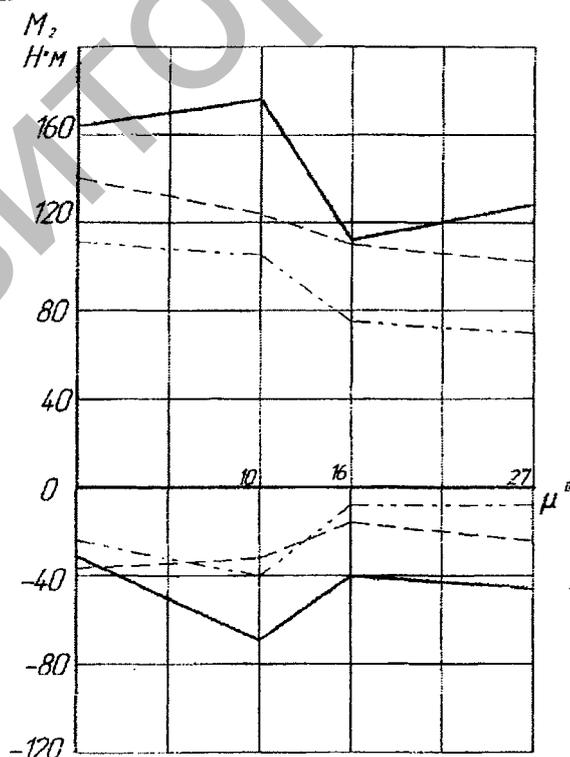


Рисунок 4 - Графики изменения размаха крутящего момента на ведущем валу привода при различных углах $\gamma = 0,7,15^{\circ}$

Заключение

Применение универсального шарнира в конструкции привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы позволило снизить размах крутящего момента на ведущем валу привода на 60%, т.е. в 1,6 раза при угле наклона ведущего вала колебателя к ведомому $\gamma = 15$ и угле наклона шипа ведущей вилки к ведущему валу $\mu = 63$.

Подобрав параметры универсального шарнира в зависимости от масс звеньев привода режущего аппарата можно существенно снизить динамическую нагрузку механизма привода.

Литература

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.-Л.: Сельхозгиз, 1955 – 746 с., ил.
2. Артоболовский И.И. Методы уравнивания сил инерции в рабочих машинах со сложными кинематическими схемами / М.-Л.: Изд. Академии наук СССР, 1938. – 46 с.
3. Ходосевич В.И., Авласенко Т.В. Влияние двухшарнирной карданной передачи на кинематические параметры кривошипно – шатунного механизма привода режущего аппарата // В кн.: Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и сельхозмашин. Горки, 1976, вып. 21, с 39-44.
4. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии / Мн.: Высшая школа, 1975. – 352 с.

УДК 378.147.88

МЕТОДИКА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБУЧЕНИЯ

Гурнович Н.П., Гурнович М.Н. (БГАТУ)

В данной работе рассмотрена организация и методика проведения учебно – практических занятий по подготовке рабочей профессии «тракторист – машинист» и предложена методика практического обучения, разработанная на основе анализа учебно-практического обучения на кафедре «Производственное обучение» Белорусского государственного аграрного технического университета.

Введение

Производственное обучение представляет собой основной компонент учебного процесса при получении рабочих профессий.

Главная цель производственного обучения состоит в приобретении обучающимися практических знаний, умений, навыков, формировании качеств, необходимых для квалифицированной трудовой деятельности в рамках профессии.

Профессиональное развитие и формирование личности учащегося в процессе производственного обучения раскрывает сложные внутренние связи между обучением и воспитанием.

Обучающая роль производственного обучения выражается в приобретении практических знаний, умений, навыков. В процессе учебно – производственного обучения учащиеся закрепляют, углубляют и расширяют приобретенные теоретические знания, усваивают новые сведения, совершенствуют свою профессиональную подготовку, открывают для себя возможности применения на практике приобретенных знаний.

В процессе производственного обучения формируются профессиональные умения и навыки практического осуществления определенных видов трудовой деятельности.

Процесс производственного обучения тесно связан с воспитанием личности учащегося.

Основные воспитательные задачи, которые решаются в процессе производственного обучения состоят в том, чтобы воспитывать у учащегося необходимое отношение к труду, глубокую идейную убежденность, высокую сознательность, организованность, оперативность, точность, самодисциплину и самоконтроль, чувство ответственности, любовь и уважительное отношение к профессии, трудолюбие, гражданскую сознательность, творческое отношение к труду, чувство коллективизма.