

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250А В АГРЕГАТЕ С КОРМОУБОРОЧНЫМ КОМПЛЕКСОМ «ПОЛЕСЬЕ-3000»

Ю.А. Лопанова

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

Научный руководитель В.А. Балакин

Надежность работы сельскохозяйственных машин на базе универсального энергетического средства УЭС-2-250А зависит от правильного учета динамических процессов, возникающих в трансмиссиях этих машин.

Проектирование новых машин на этапе их создания и доводки, так же как и изменение конструкций уже существующих, целесообразно проводить совместно с анализом свойств их трансмиссий. Данную возможность обеспечивает применение метода динамического моделирования.

Расчетная схема трансмиссии представляет собой совокупность вращающихся масс, соединенных между собой упруго-вязкими связями. Для составления математической модели приведена структурная схема (рис. 1).

В математической модели большинство агрегатов обладают собственной характеристикой. Они, в свою очередь, делятся на активные, управляемые и пассивные. Двигатель является активным агрегатом. Управляемыми агрегатами являются, гидростатическая передача ходовой части, включаемая ременная передача главного привода, включаемая ременная передача КПП.

Исследование переходных процессов позволяет оценить величину пиковых нагрузок, снизить ее путем подбора параметров системы, выбрать величину настройки предохранительных элементов.

Ременная передача главного привода является передачей с самонатяжением посредством реактивного момента (рис. 2).

Реактивный момент приложен к корпусу качающегося редуктора, который является опорой ведомого шкива. Крутящий момент данной ременной передачей определяется зависимостями:

$$M_{kp} = F_{упр}^{рем} K\bar{\sigma}, \quad K\bar{\sigma} = Dth\left(\frac{f\alpha}{2}\right), \quad f = \frac{f_{ck}}{\sin\left(\frac{\varphi_{ш}}{2}\right)},$$

где  $M_{кр}$  – предельный крутящий момент по буксованию на шкиве;  $F_{упр}^{рем}$  – сила упругости ремня приведенная к межосевой;  $Kб$  – коэффициент буксования ремня на шкиве;  $D$  – диаметр шкива;  $f$  – приведенный коэффициент трения клинового ремня;  $\alpha$  – угол обхвата шкива;  $f_{ck}$  – физический коэффициент трения ремня о канавку шкива;  $\varphi_{ш}$  – угол клина канавки шкива.

Для ремня с оберткой боковых граней  $f_{ck} = 0,25...0,4$ ; без обертки боковых граней  $f_{ck} = 0,36...0,55$ ;

Углы обхвата ведущего ( $\alpha_1$ ) и ведомого ( $\alpha_2$ ) шкивов, показанные на схеме (рис. 2), определяются следующими зависимостями:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta, \quad \alpha_2 = 180^\circ + 2\beta, \quad \beta = \arctg\left(\frac{D_2 - D_1}{2A_w}\right),$$

где  $\beta$  – угол наклона ветви ремня к межосевой линии;  $A_w$  – межцентровое расстояние ременной передачи;  $L_{рем}$  – длина ремня;  $D_1$  и  $D_2$  – диаметр ведущего и ведомого шкивов.

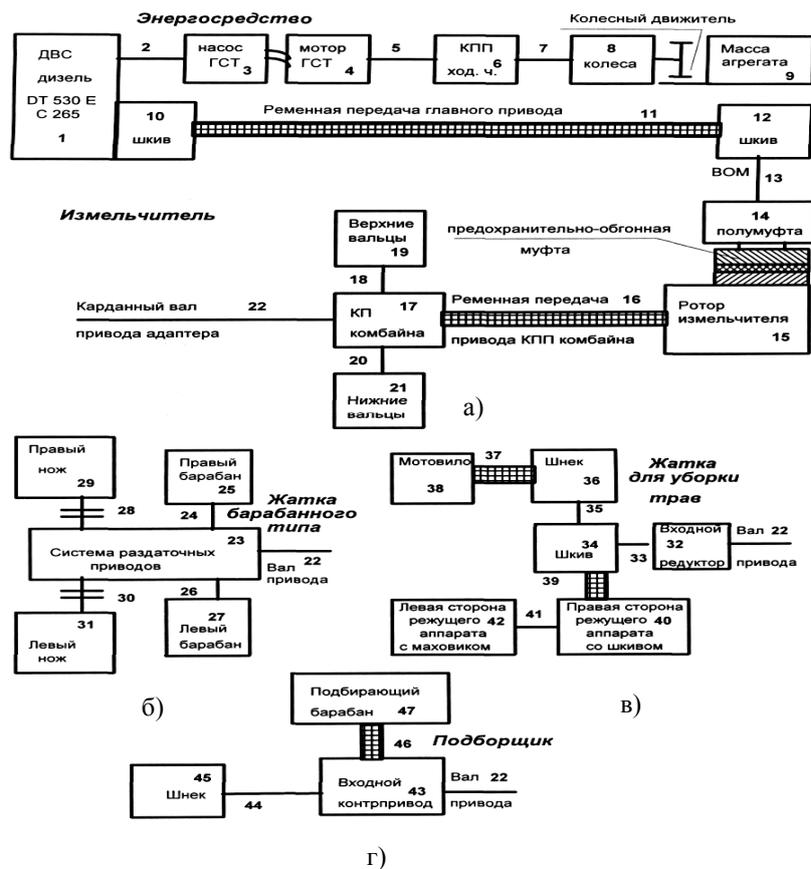


Рис. 1. Структурная схема трансмиссии кормоуборочного комплекса «Полесье-3000»: а – энергосредство с полунавесным измельчителем; б – жатка барабанного типа; в – жатка для уборки трав; г – подборщик

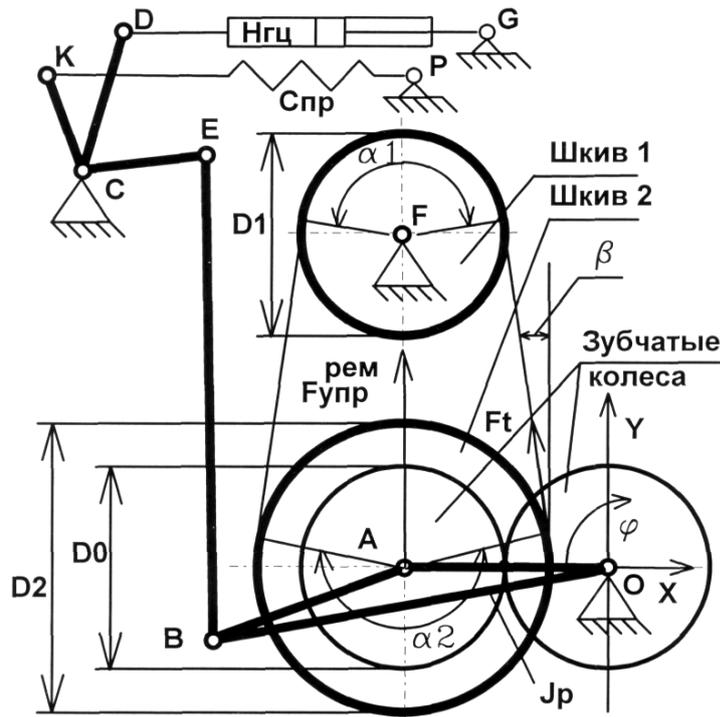


Рис. 2. Расчетная схема ременной передачи главного привода

Для моделирования процесса включения запишем дифференциальное уравнение вращения редуктора вокруг точки качения

$$Jp\ddot{\varphi} = M_{\text{пр}} + M_{\text{реакт}} - M_{\text{упр}}^{\text{рем}} - M_{\text{демпф}}^{\text{гц}} \quad (1)$$

откуда

$$M_{\text{упр}}^{\text{рем}} = C_{\text{рем}}^{\varphi} \varphi, \quad M_{\text{демпф}}^{\text{гц}} = C_{\text{рем}}^{\dot{\varphi}^2} \dot{\varphi}^2, \quad M_{\text{пр}} = F_{\text{пр}}(\varphi) \frac{\partial L_{\text{по}}(\varphi)}{\partial \varphi},$$

где  $Jp$  – момент инерции редуктора с ведомым шкивом;  $\varphi$  – угол поворота редуктора;  $M_{\text{пр}}$  – момент, от пружины приведенный к оси качения;  $M_{\text{реакт}}$  – реактивный момент, приведенный к оси качения;  $M_{\text{упр}}^{\text{рем}}$  – приведенный момент от силы упругости ремня;  $M_{\text{демпф}}^{\text{гц}}$  – момент от силы демпфирования гидроцилиндра;  $C_{\text{рем}}^{\varphi}$  – жесткость ремня, приведенная к оси качения редуктора;  $H_{\text{гц}}^{\varphi}$  – приведенный коэффициент демпфирования ГЦ;  $\frac{\partial L_{\text{пр}}(\varphi)}{\partial \varphi}$  – первая передаточная функция длины пружины по  $\varphi$ .

В общем виде методика моделирования, процесса включения, ременной передачи главного привода выглядит следующим образом:

1. Решается дифференциальное уравнение (1), Начальными условиями для решения принимаются: положение угла  $\varphi$ .

2. Для определения величин, входящих в (1), находим положение механизма и передаточные функции.

3. В результате решения уравнения (1) получаем величину силы упругого натяжения ремня. При этом учитываем, что сила упругого натяжения ремня появится только после момента выбора зазоров между шкивом и ремнем. Это условие необходимо проверять по длине ремня.

4. Находим величину реактивного момента по формуле.

В процессе включения увеличивается передаваемый ременной передачей крутящий момент, выравниваются приведенные скорости шкивов.

$$M_{\text{реакт}} = Ft \cos(\beta) \left( \frac{D2}{D0} - 1 \right) \left( \frac{\partial Aw(\varphi)}{\partial \varphi} \right).$$

### Выводы

1. Разработана методика расчета динамической нагруженности трансмиссии сельскохозяйственных агрегатов на базе энергосредства УЭС-2-250А.

2. Проведена серия компьютерных экспериментов, в результате которых определены характер динамической нагруженности трансмиссии кормоуборочного комплекса «Полесье-3000».

3. Выявлена связь параметров трансмиссии с ее динамической нагруженностью, указаны параметры, позволяющие эффективно управлять динамической нагруженностью трансмиссии.