

УДК 629.81

ДИНАМИКА ГЛАВНОГО ПРИВОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

А. Я. МАШУК

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Республика Беларусь*

Введение. Повышение надёжности работы универсальных энергетических средств (УЭС) требует анализа динамических процессов, возникающих как в трансмиссии самого УЭС, так и в элементах привода рабочих органов адаптеров. Целью данной работы является изучение вопросов динамики главного привода УЭС.

Динамическая модель. На рис. 1 представлена схема динамической модели главного привода УЭС. Она состоит из: рамы УЭС 0; корпуса двигателя внутреннего сгорания (ДВС) 1; коленвала ДВС (КВ) с маховиком (М) – 2; промежуточного вала 3 со шкивом 4, полумуфтой упругой муфты (УМ) и карданным валом 3' насоса привода ходовой части; ведомого шкива 5 вместе с водилом 6 (Н) и зубчатыми колесами z_5 и z_7 , образующими планетарный механизм включения привода; выходного вала 7 главного привода. Управление приводом осуществляется гидроцилиндром 8.

Модель содержит следующие безинерционные элементы: виброизоляторы ДВС – U_{10}^i , упругую муфту – U_{23} , восьмиручьевой ременной контур из ремней НВ – U_{45} и пружинное устройство QR для создания усилия предварительного натяжения ремней – U_{60} . Диссипативность в системе, помимо указанных элементов, обусловлена гидроцилиндром включения привода.

Двигатель. Используются следующие три типа характеристик ДВС [2]:

а) идеальная: $\dot{\varphi}_2 = const$; $M_2 = const$;

б) статическая: $M_2 = M_2(\varphi_2; \dot{\varphi}_2)$.

Статическую характеристику ДВС усредняют по периодической функции φ и представляют в виде функции от $\dot{\varphi}_2$:

$$M_2(\dot{\varphi}_2) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{k}{\gamma}} \int_0^{2 \cdot \pi \cdot \frac{k}{\gamma}} M_2(\varphi_2; \dot{\varphi}_2) d\varphi,$$

где k – показатель тактности ($k = 1$ или 2 , соответственно, для двухтактных и четырёхтактных двигателей); γ – число цилиндров.

Статическая характеристика $M_2(\varphi_2; \dot{\varphi}_2)$ приводится в паспортных данных.

Для анализа малых колебаний при установившихся режимах работы характеристику линеаризуют, разлагая $M_2(\dot{\varphi}_2)$ в ряд Тейлора, по степеням $\dot{\varphi}_2$, ограничиваясь первыми двумя членами. В этом случае характеристика ДВС будет описываться выражением:

$$M_2(\dot{\varphi}_2) = M_2(\omega_0) - \alpha_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \omega_0),$$

где α_1 – коэффициент линеаризации; ω_0 – заданное стационарное значение угловой скорости, соответствующее рассматриваемому установившемуся режиму;

в) динамическая, учитывающая инерционность процессов преобразования энергии в ДВС в виде уравнения связи и имеющая вид: $\phi \dot{M}_2 + M_2 = M_2(\varphi_2; \dot{\varphi}_2)$.

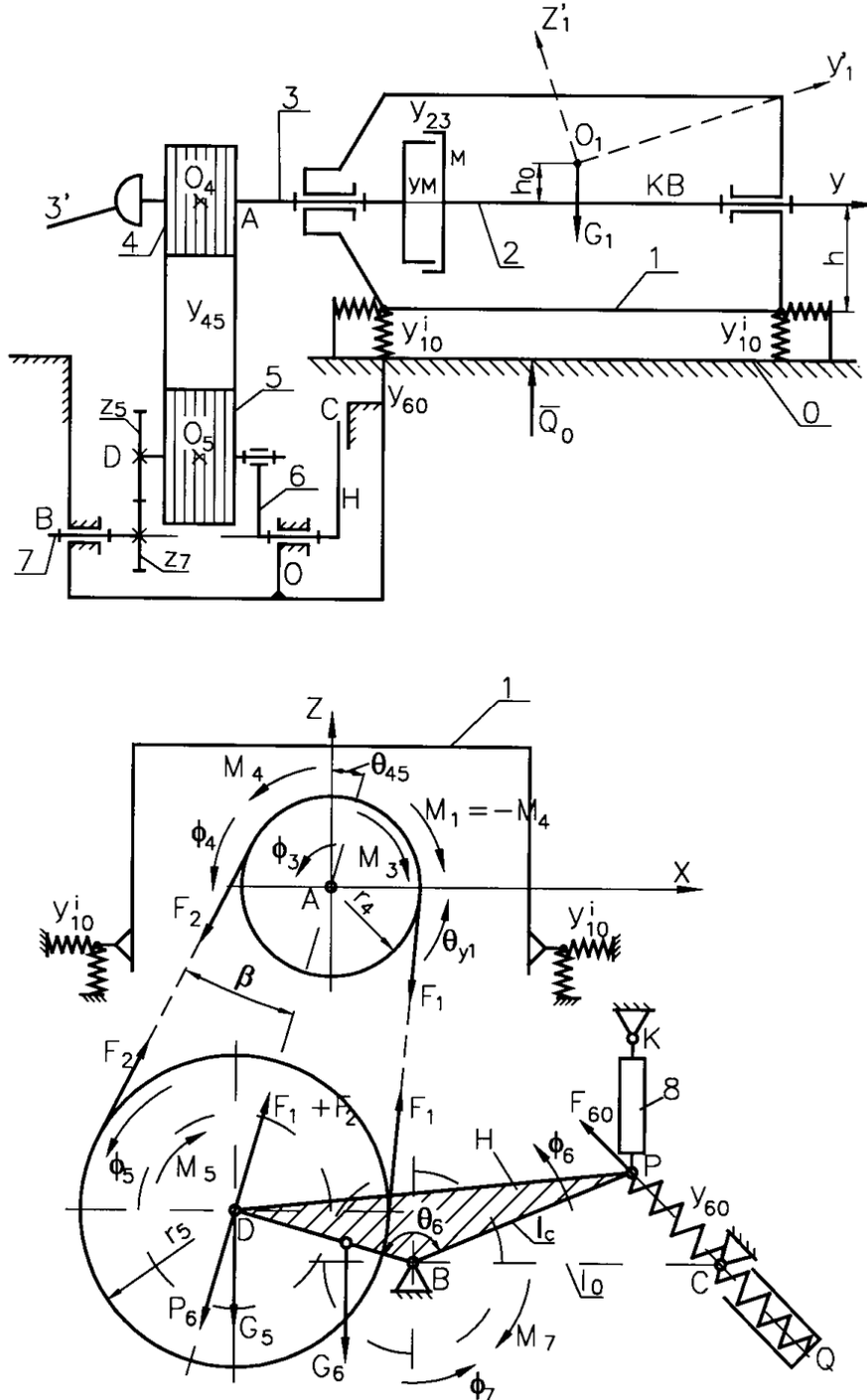


Рис. 1. Схема динамической модели главного привода УЭС

Тип характеристики ДВС выбирается в зависимости от величины отбираемой мощности. При работе УЭС на холостом ходу и для случаев, когда УЭС работает с

адаптером с $N_c \leq 0,3 \cdot N_{гннo}$, характеристику можно считать идеальной. При $0,3 \cdot N_{гннo} < N_c \leq 0,8 \cdot N_{гннo}$ необходимо выбирать статическую характеристику. При отбираемой мощности, почти равной $N_{гннo}$, следует учитывать скорость изменения момента, т. е. выбирать динамическую характеристику.

Максимум крутящего момента в ДВС при значении $u_{M \max} = 0,7 \cdot u_{нoм}$. Следовательно, УЭС может работать в интервале $0,7 \cdot u_{нoм} \leq \dot{\varphi} \leq u_{нoм}$. Это осложняет расчёты, так как величина коэффициента линеаризации α_1 изменяется в широких пределах.

Величина и переменные составляющие крутящего момента на коленвале ДВС, обусловлены его конструктивной неуравновешенностью и зависят от процессов сгорания топлива в цилиндрах. Крутящий момент можно рассчитать стандартными методами теории ДВС. Существенным является также то, что к корпусу ДВС приложен опрокидывающий момент, противоположный крутящему.

Система виброизоляции ДВС проектируется при следующих допущениях: ДВС имеет продольно-вертикальную плоскость симметрии и его центр масс O_1 расположен в этой плоскости (рис. 1); главная ось инерции $O_1 Y'_1$ образует с осью Y коленвала угол не более 15° . В этом случае, как показано в работе [3], главные оси инерции можно считать совпадающими с естественными пространственными осями. Плоскость расположения виброизоляторов совпадает с горизонтальной плоскостью, проходящей через ось коленвала ($h \rightarrow 0$, рис. 1). Тогда, на основании упомянутой работы [3] можно считать, что и $h_0 \rightarrow 0$. Центр жесткости системы виброизоляции подобран так, что совпадает с центром масс ДВС. Это приводит к тому, что все перемещения ДВС вдоль и вокруг осей связанной с ним системы координат $OXYZ$, являются независимыми.

Виброизоляторы подбираются так, чтобы парциальные собственные частоты колебаний ДВС при всех случайных разбросах параметров не превышали 18 Гц, а наиболее вероятные значения заключались в интервале 11...15 Гц.

Упругая муфта установлена с целью исключения изгибающих динамических нагрузок на промежуточный вал 3, обусловленных погрешностями его сопряжения с коленвалом 2, а также виброизоляции вала 3 и всех последующих элементов привода от переменной составляющей крутящего момента ДВС $\tilde{M}_2(\varphi_2)$. В общем случае динамическая характеристика упругой муфты нелинейная.

Упругая система V_{60} служит для создания усилия предварительного натяжения ремней ременной передачи (рис. 1).

Пружина PQ вступает в действие при прохождении точкой P линии BC (рис. 2). Так как это положение характеризует неустойчивое равновесие, то система пружин обладает интервалами перемещений с отрицательной и положительной жёсткостью.

Выразим крутильную жёсткость пружины в функции угла поворота φ'_6 водила Н (рис. 2).

Пусть L_{CB} – длина пружины в свободном состоянии. Найдём максимальную деформацию пружины, которая соответствует положению неустойчивого равновесия:

$$\delta_0 = L_{CB} - q - (l_0 - l_H). \quad (1)$$

В произвольном положении деформация будет равна: $\delta = L_{CB} - q - PC$.

С учётом формулы (1), имеем: $\delta = \delta_0 + (l_0 - l_H) - PC$.

Сила, создаваемая пружиной жёсткости C , будет равна:

$$F_{60} = C \cdot (\delta_0 + (l_0 - l_H) - PC).$$

Момент силы F_{60} относительно точки В будет равен:

$$M = C \cdot l_0 \cdot l_H \cdot \sin \varphi'_6 \cdot \left(\frac{\delta_0 + (l_0 - l_H)}{PC} - 1 \right). \quad (2)$$

Введём безразмерные параметры:

$$\lambda = \frac{l_H}{l_0}; \quad \delta_{oe} = \frac{\delta_0}{l_0}; \quad \chi_{кре} = \frac{M}{C \cdot l_0^2}, \quad (3)$$

где $\chi_{кре}$ – безразмерная жёсткость системы предварительного натяжения.

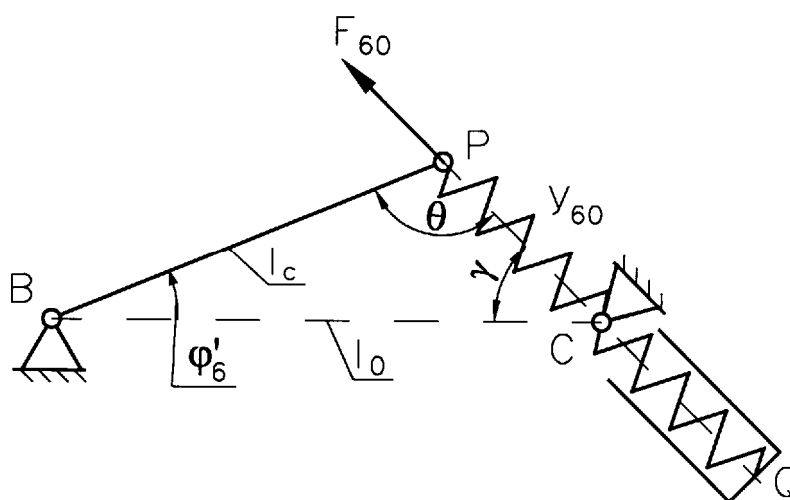


Рис. 2. Схема к определению динамической жёсткости механизма включения

Найдём PC из треугольника BPC по теореме косинусов и с учётом (3) получим:

$$PC = \sqrt{l_0^2 + l_H^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_H \cdot \cos \varphi'_6} = l_0 \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi'_6}. \quad (4)$$

После подстановки выражений (3) и (4) в уравнение (2), получим:

$$\chi_{кре} = \lambda \cdot \sin \varphi'_6 \cdot \left(\frac{\delta_{oe} + 1 - \lambda}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi'_6}} - 1 \right).$$

При переходе из положения φ'_{60} в положение φ'_6 безразмерная жёсткость будет равна:

$$\chi_{кре} = \frac{l}{(\varphi'_6 - \varphi'_{60})} \left\{ \left[\frac{\delta_{oe} + 1 - l}{\sqrt{1 + l^2 - 2l \cos \varphi'_6}} - 1 \right] \cdot \sin \varphi'_6 - \left[\frac{\delta_{oe} + 1 - l}{\sqrt{1 + l^2 - 2l \cos \varphi'_{60}}} - 1 \right] \cdot \sin \varphi'_{60} \right\}.$$

Этим выражением можно пользоваться при анализе переходных процессов. Для анализа малых движений продифференцируем его по φ'_6 и получим:

$$\chi_{\text{кре}}^* = \lambda \cdot \left\{ \frac{\delta_{\text{оe}} + 1 - \lambda}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi'_6}} \left(\cos \varphi'_6 - \frac{\lambda \cdot \sin^2 \varphi'_6}{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi'_6} \right) - \cos \varphi'_6 \right\}. \quad (5)$$

Зависимость (5) построена на рис. 3, из которого видно, что упругая система Y_{60} имеет существенную нелинейность, участки с отрицательной и положительной жёсткостью. Тем не менее, в довольно широком интервале углов φ'_6 жёсткость системы практически постоянна и слабо зависит от начальной деформации пружины. Очевидно, что этот интервал соответствует следующим значениям угла (рис. 2):

$$75^\circ < \theta < 115^\circ. \quad (6)$$

В интервале $15^\circ \dots 25^\circ$ углов φ'_6 упругая система Y_{60} имеет квазинулевую жёсткость. Интервалу (6) отвечает следующий интервал углов φ'_6 (при $\lambda = 0,78$): $30^\circ < \varphi'_6 < 80^\circ$. При уменьшении $\delta_{\text{оe}}$ этот интервал увеличивается.

Карданный вал и насос привода ходовой части. Карданный вал при значительном моменте инерции, вследствие погрешности сборки, является источником крутильных колебаний с частотой второй гармоники. Эти колебания особенно проявляются при значительной величине угла рассогласования Гука, образованного осью карданного вала 3' с осью вала 3. По этой причине желательно, чтобы этот угол был малым.

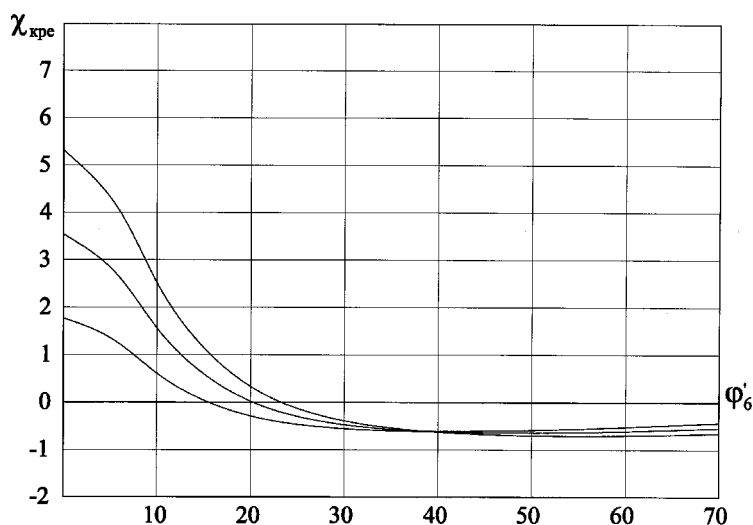


Рис. 3. График безразмерной формы жесткости механизма включения

Насос, с одной стороны, является объектом весьма чувствительным к крутильным колебаниям. Поэтому виброизоляция вала 3 за счет упругой муфты Y_{23} повышает надёжность привода ходовой части. С другой стороны, через насос к валу 3 приложен низкочастотный момент M'_3 . Он возникает из-за изменения радиуса качения ведущих колёс при движении машины и генерируемый агрофоном. Момент M'_3 может быть представлен в той же форме, что и у двигателя. С той лишь разницей, что переменная компонента описывается функцией случайного процесса с заданной спектральной плотностью и дисперсией, а постоянная варьируется в широких пределах, соответствующих различным тяговым сопротивлениям при работе с адаптерами.

Выходной вал 7 привода рабочих органов. Приведённый к валу 7 момент инерции является переменной величиной, что обусловлено наличием в адаптерах механизмов периодического действия.

Вследствие неравномерной подачи обрабатываемой рабочей массы момент сопротивления, приложенный к валу 7, имеет постоянную и переменную компоненты. Пределы изменения постоянной компоненты варьируются от нуля до значения, соответствующего $M_{g \max}$.

Ременная передача $У_{34}$. По сложности протекающих динамических процессов и их аналитическому описанию ременная передача не имеет себе равных в рассматриваемой модели.

Динамические характеристики ремня, как упруго – диссипативной связи, можно описать двумя нелинейными функциями $C_p^J = C_p^J(AD)$ и $C_p^{kp} = C_p^{kp}(\varphi_{45})$. Первая из которых устанавливает зависимость реакции ремня от изменения межцентрового расстояния AD (рис. 4), а вторая – зависимость реактивного момента на шкивах от их относительного поворота.

Пусть функция $C_p^J(AD)$ известна. Найдём крутильную жёсткость ремня относительно оси В в водила Н, пренебрегая малыми перемещениями оси А шкива 4, вызванными колебаниями двигателя относительно рамы.

Для положения статического равновесия системы, определяемого углом φ_6 , дадим малое приращение $d\varphi_6$. Тогда к оси Д будет приложено усилие dF , а к водилу – момент dM (рис. 4):

$$dF = C_p^J \cdot p \cdot \sin(u_{45} + \varepsilon_0) d\varphi;$$

$$dM = C_p^J \cdot [p \cdot \sin(u_{45} + \varepsilon_0)]^2 d\varphi = C_p^J \cdot q^2 \cdot \left[\frac{\sin \varphi_6}{AD/p} \right]^2 d\varphi.$$

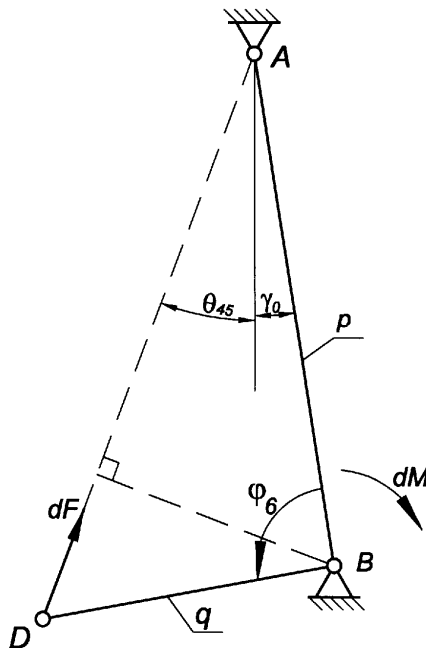


Рис. 4. Схема к определению жесткости ременной передачи главного привода

Искомая крутильная жёсткость:

$$C_6^p = \frac{dM}{d\varphi} = C_p^J \cdot q^2 \cdot \left[\frac{\sin \varphi_6}{AD/p} \right]^2 = C_p^J \cdot q^2 \cdot \chi_p^K(\varphi_6),$$

где $\chi_p^K(\varphi_6)$ – кинематический коэффициент:

$$\chi_p^K = \left[\frac{\sin \varphi_6}{AD/p} \right]^2 = \frac{\sin^2 \varphi_6}{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos \varphi_6}; \quad \lambda = q/p;$$

$$\chi_p^K(\varphi_6) = 0 \text{ при } AD \leq AD_0,$$

где AD_0 – межцентровое расстояние, соответствующее исходной длине недеформированного ремня.

Переносные движения рамы УЭС. Существенное значение имеют компоненты вектора \bar{Q}_0 (рис. 1), обусловленные взаимодействием колёс с полевым или дорожным профилем:

\bar{Q}_0^H – случайная нестационарная компонента, максимум спектральной плотности которой соответствует одной из собственных частот колебаний машины в продольно-вертикальной плоскости. Это комбинация затухающих и сопровождающих колебаний;

\bar{Q}_0^C – случайная стационарная компонента, зависящая от статических характеристик агрофона.

Как стационарная, так и нестационарная компоненты являются функциями скорости движения. При этом в нестационарной компоненте изменяется лишь интенсивность при неизменной частоте колебаний, а в стационарной изменяется также и частота.

Анализ эксплуатации сельскохозяйственных машин, не содержащих кроме пневматических колёс других элементов подвески, показывает, что максимум спектральной плотности для различных режимов расположен в интервале частот: $0,5 \leq f_0 \leq 4$ Гц. Аналогичный спектр имеют и входные моменты, приложенные к ведущим колёсам и представляющие низкочастотные возмущения в приводе.

С точки зрения задач анализа главного привода УЭС низкочастотные колебания определяют нижнюю границу собственных частот системы виброизоляции и привода: $f_{\min} \geq 12$ Гц. Если это условие выполняется, то взаимодействие машины с агрофоном практически не вызывает относительных колебаний двигателя и ремня. Однако эти колебания могут влиять на устойчивость работы механизма включения.

Выводы.

В результате проведённой работы были изучены вопросы динамики главного привода УЭС. Получена формула для определения крутильной жёсткости пружины механизма включения привода и проведён анализ результатов её расчёта. Также получена формула крутильной жёсткости ременной передачи. Рассмотрены условия работы элементов главного привода УЭС. Учёт выше изложенного материала при анализе динамических процессов, возникающих в трансмиссии УЭС и элементах привода адаптеров, позволит повысить надёжность проектируемых машин.

Литература

1. Шуринов В. А. Основы агрегатирования мобильного универсального энергетического средства с адаптерами различного назначения. – Гомель: Международная инженерная академия, 1999.
2. Алексеев Л. И. и др. Вибрационные технологические процессы, колебания и виброзащита машин: Уч. пособие. – Ростов н/Д: РИСХМ, 1986. – 90 с.
3. Алексеев Л. И., Дюсенов Б. Д. К вопросу о пренебрежении инерционными и координатными связями в двухмассовых полуопределённых системах. Технические науки: Сб. статей. – Алма-Ата, 1971.- Вып. 11.– С. 53-59.
4. Чупринин Ю. В., Шуринов В. А., Балакин В. А. Динамика переходных процессов в трансмиссии УЭС-2-250 //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000.– № 8.

Получено 10.01.2001 г.