

ВЫСОКОТОЧНЫЕ ПРИВОДЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

HIGH-PRECISION DRIVES OF TECHNOLOGICAL MACHINES

Бобровник А.И., д-р техн.наук, проф., *Филипова Л.Г.*, ст. препод.,
Чикилевский Я.А., студент,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Bobrovnik, Doctor of technical Sciences, Professor,
L. Filipova, Senior Lecturer, **Ya. Chikilevsky**, Student,
Belarusian National Technical University, Minsk.

В приводах технологических машин широкое применение нашли наряду с электрическими и гидравлическими приводами механические передачи, содержащие сложные кинематические цепи с использованием планетарных узлов и упругих звеньев, повышающих точность работы машин. Предложен упруго-эластичный привод, обеспечивающий снижение колебаний момента сопротивления. Проведенные испытания опытного образца, смонтированных в трансмиссиях трактора, показали уменьшение динамических нагрузок в 1,5 раза, улучшение условий работы двигателя, сокращены переходные процессы в приводе при неустановившихся нагрузках.

Ключевые слова: технологические машины, электрические, гидравлические приводы, планетарный узел, момент сопротивления, нагрузка.

Along with electric and hydraulic drives, mechanical gears containing complex kinematic chains using planetary assemblies and elastic links that increase the accuracy of the machines work have found wide application in drives of technological machines. An elastic-elastic drive is proposed to reduce the fluctuations of the moment of resistance. The tests of the prototype, mounted in the tractor's transmissions, showed a decrease in dynamic loads by 1.5 times, improved engine operating conditions, reduced transients in the drive under unsteady loads.

Keywords: technological machines, electric, hydraulic drives, planetary node, moment of resistance, load.

Введение

При выполнении разных технологических операций используют различные виды приводов в зависимости от используемого источника энергии – электродвигателя или гидронасоса. Энергия может передаваться механическим приводом, содержащим зубчатые колеса, валы, опоры, муфты, карданы, упругие элементы, или гидравлическим путем с помощью гидронасоса, гидромотора постоянной или переменной производительности и др. В последнее время находят применение двухпоточные приводы с применением планетарных передач, когда энергия может передаваться к рабочему органу двумя путями – механическим и гидравлическим.

В кинематические цепи часто вводят гидромуфты или гидротрансформаторы, которые значительно снижают инерционные нагрузки машин. При этом пиковые нагрузки снижаются до 3 раз по сравнению с механическим приводом. Широко применяются для снижения угловых крутильных колебаний демпферы колебаний, которые подразделяются на упруго-фрикционные, гидравлические и резинометаллические. Однако недостаточно внимания уделяется анализу упругих элементов, устанавливаемых в сложных кинематических цепях приводов машин.

Высокоточные приводы технологических машин

Рассеивание энергии в механической системе происходит в материале деталей и элементах соединений между деталями конструкции. Первое называют внутренним демпфированием, а второе – конструкционным демпфированием [1, 2].

Анализ амплитудно-частотных характеристик механизмов с упругой муфтой при малом демпфировании показывает, что в режимах разбега могут возникать резонансные колебания, если угловая скорость установившегося движения больше собственной частоты.

Характер резонансных кривых колебаний системы в рабочем режиме зависит от вида нагрузки. Упругая нагрузка, создаваемая присоединенными к рабочему органу упругими элементами: пружинами, рессорами, упругими ограничителями хода или упругими

свойствами обрабатываемой среды и т.д., вызывает смещение резонанса в область более высоких частот.

При обосновании схемы высокоточных приводов рассматривались три варианта подвода и распределения крутящего момента на звеньях дополнительно установленной планетарной передачи (таблица 1). Из условия габаритов конструкции выбран вариант, когда крутящий момент подводится на водило, которое жестко связано с ведомым колесом передачи и двумя параллельными потоками распределяется на солнечную шестерню и эпициклическую (рисунок 1), связанную соответственно с торсионом и полым валом. Момент на ведущем колесе будет определяться суммой моментов, действующих на основные звенья планетарной передачи [1].

Таблица 1 – Варианты подвода крутящего момента при заданном передаточном числе (U_{ij}^r), с числами зубьев колес Z_i

Ведущее звено планетарного механизма	Момент на солнечном колесе, M_a	Момент на водиле, M_h	Момент на эпициклическом колесе, M_e
Эпициклическое колесо	$M_a = M_B \frac{Z_a}{Z_B}$	$M_h = -M_B \left[\frac{Z_B}{Z_a} + 1 \right]$	M_B
Водило	$M_a = -M_h \frac{Z_B}{Z_B + Z_a}$	M_h	$M_e = -M_h \frac{Z_B}{Z_B + Z_a}$
Солнечное колесо	M_a	$M_h = M_a \left[\frac{Z_B}{Z_a} + 1 \right]$	$M_e = M_a \frac{Z_B}{Z_a}$

Минимально допустимый диаметр торсиона d_{min} и угол закрутки φ_{max} определяются по известным зависимостям из сопротивления материалов [1]:

$$[d_{min}] = \sqrt[3]{\frac{16M_A K_3}{\pi [\tau_{кр}]}}; \quad \varphi_{max} = 57.3 \frac{LM_A}{G0.1d_{min}}, \quad (1)$$

где M_A – момент на торсионе, Н*м, K_3 – коэффициент запаса ($K_3 = 1.5$), $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение кручения, МПа, L – длина торсиона, м, G – модуль упругости второго рода, ГПа.

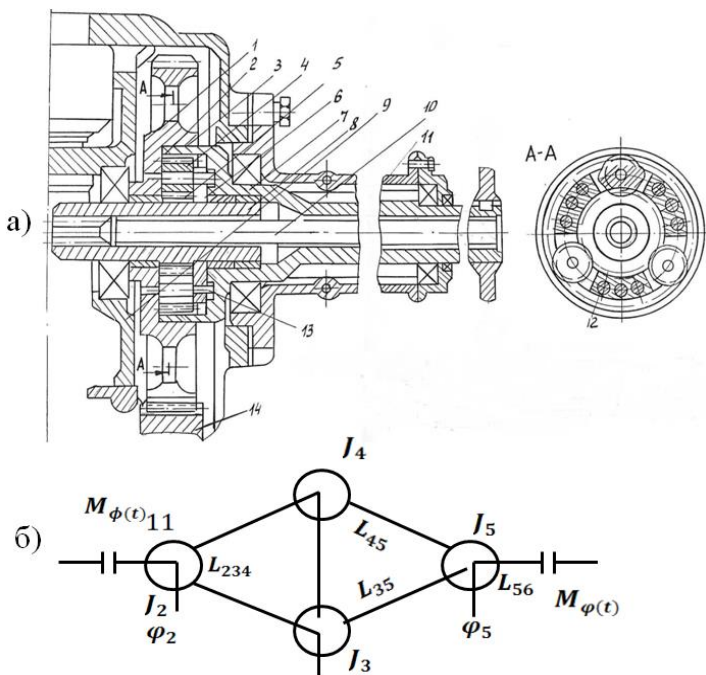


Рисунок 1 – Уруго-эластичный привод трансмиссии (а), крутящие моменты (б):
 1 – колесо; 2 – планетарный механизм; 3,5,14 – шестерни; 4 – сателлиты;
 6 – водило; 7 – полуось; 8 – вал; 9 – корпус; 10 – торсионный вал; 11 – рукав;
 12 – перемычки; 13 – оси

БНТУ совместно с ПО «Минский тракторный завод» провело испытания конструкции упруго-эластичного привода колесного трактора. Зависимость упруго-механических параметров торсионного вала от крутящего Моментa приведена на рисунке 2. Конструкция привода работоспособна, если выполняется условие:

$$\frac{C_n}{C_m} \geq \frac{M_6}{M_a} \quad (2)$$

где C_n , C_T – соответственно коэффициенты жесткости полуоси и торсионного вала, Н/м, M_a , M_b – крутящие моменты соответственно на эпициклической и солнечной шестернях, Н*м.

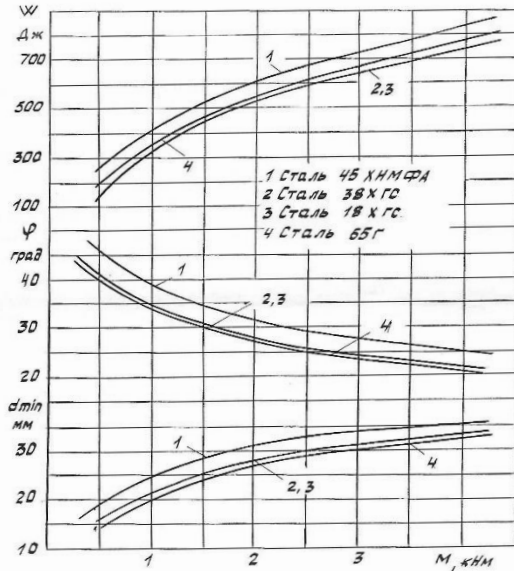


Рисунок 2 – Зависимость упруго-механических параметров торсионного вала от крутящего момента

Жесткость торсионного вала выбирается исходя из кинематического расчета и соотношения передаваемых моментов солнечного и эпициклического колесами:

$$\frac{M_b}{M_a} = \frac{Z_b}{Z_a} \quad (3)$$

Исходя из компоновочных возможностей рекомендуется $M_b/M_a = 2.5$, податливость торсионного вала $20.9 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м.

Принимая во внимание, что момент на солнечной шестерне должен быть по возможности большим, рациональным является случай, когда диаметры солнечной шестерни и сателлитов соизмеримы, т.е.

передаточное число передачи солнечная шестерня-спутник находится в пределах 1.2–1.4, отношение чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен 1.4–2.6.

При обеспечении достаточной прочности спутников и солнечной шестерни, а также сравнительно малом отношении Z_B/Z_a , диаметр эпициклической шестерни оказывается больше диаметра ведомой шестерни, что недопустимо. В случае, если $Z_B/Z_a < 2.6$, эффективность работы снизится, так как момент на торсионе уменьшится. Поэтому исходя из параметров торсионного вала (рисунок 2), конструктивных возможностей $2.4 < Z_B/Z_a < 2.6$ момент на торсионе – 2397–538 Н м, а рациональная величина диаметра торсиона 27 – 29 мм.

Математическая модель процесса трогания и разгона представляет собой систему дифференциальных уравнений динамической модели (рисунок 1, б):

$$\left\{ \begin{array}{l} J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_\phi(t) - M_{234} \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = \left(\frac{1}{U_{ah}^e + 1} \right) \cdot M_{234} - M_{35} \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = \left(\frac{U_{ah}^n}{1 + U_{ah}^e} \right) \cdot M_{234} - M_{45} \\ \dot{M}_{234} \cdot e_{234} = \varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_4 \\ \dot{M}_{35} \cdot e_{35} = \varphi_3 - \varphi_5 \\ \dot{M}_{45} \cdot e_{45} = \varphi_4 - \varphi_5 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 = M_{35} - M_{56} - M_\phi(t) + M_{45} \end{array} \right. \quad (4)$$

Последовательность перехода динамической системы из одного состояния в другое: прекращение закручивания торсионного вала $M_{35} > M_\phi(t)$, прекращение буксования муфты сцепления.

Расчеты на ЭВМ показали, что максимальное значение крутящего момента на 20 – 30 % меньше в опытном, чем в серийном варианте.

Податливость серийной системы (на 5 передаче) по данным лабораторных испытаний составила $2.33 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м, а коэффициент затухания 1.41 с^{-1} , а опытной соответственно $5.28 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м и 2.34 с^{-1} .

Разгон машины с упруго-эластичным приводом в трансмиссии сопровождается уменьшением угловой скорости двигателя по сравнению с серийной трансмиссией на 3–5 рад/с. Процесс изменения угловой скорости отличается большей плавностью и способствует улучшению условий работы двигателя и всей трансмиссии (рисунок 3–4). Исследования показали, что снижение жесткости трансмиссии уменьшает коэффициент динамичности с 3.2 до 2.2.

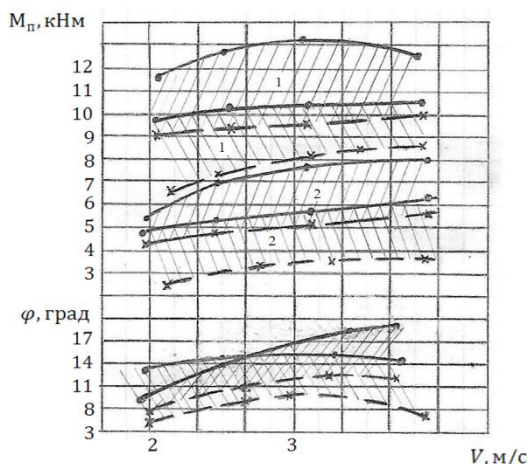


Рисунок 3 – Зависимость угла закрутки торсиона от скорости движения агрегата при быстром и плавном включении привода и зависимость максимального крутящего момента при быстром (•) и плавном (×) включении муфты: (1 – серийный привод; 2 – упруго-эластичный привод)

С целью повышения работоспособности, долговечности и точности привода трансмиссии ведомая шестерня передачи выполнена из двух связанных через подшипник частей. При этом одна из частей связана с другим концом полуоси, а другая часть шестерни – с другим концом торсиона, расположенного соосно полуоси, при этом зубья венца на одной из них выполнены напротив впадин венца другой шестерни.

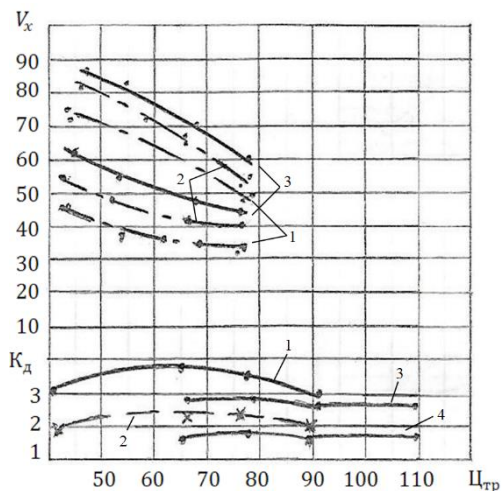


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента вариации крутящего момента от передаточного числа трансмиссий и зависимость коэффициента динамичности: (1, 3 – серийный привод; 2, 4 – упруго-эластичный привод)

Выводы

Таким образом, предложен высокоточный привод в кинематической цепи, содержащий упруго-эластичный привод в виде планетарной передачи и торсиона, позволяющие уменьшить динамические нагрузки в 1,5 раза, улучшить условия работы всей трансмиссии и двигателя, уменьшить нагрузку двигателя из-за снижения колебаний момента сопротивления, сократить время и путь разгона привода.

Литература

1. Кудрявцев, В.Н. Курсовое проектирование деталей машин: уч. пособие/ В.Н.Кудрявцев [и др.]; под общ. ред. В.Н.Кудрявцева – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 399с.
2. БЕЛАРУС 3022 и его модификации. 3022В-0000010РЭ. Руководство по эксплуатации, РУП «Минский тракторный завод» – 2005. – 298 с.
3. Бобровник, А.И. Совершенствование процессов внесения удобрений на основе рациональных приводов машин // Диссертация на

соискание ученой степени доктора технических наук // – Минск. – 1999. – С. 409 с.

4. Иванов, Г.М., Свешников, В.К. Основные направления развития современного гидропривода // Оборудование и инструмент для профессионалов. 2013. № 4. – 14–20 с.

5. Брамер, Берт. Простое применение – надежность – энергоэффективность // МДА технологии. 2012. Специальное издание. – 20–23 с.

6. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К.Свешников. – 6-е изд. перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2015 – 627 с.: ил.