

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧИ С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ НА БАЗЕ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

*Могилевский государственный технический университет
Могилев, Беларусь*

Передаточные механизмы, спроектированные для режима функционирования с постоянным передаточным отношением, не в полной мере удовлетворяют требованию экономичности и энергосбережения, так как часто функционируют с параметрами режима нагрузки, отличными от номинальных.

Будучи рассчитанными для работы с определенными скоростями и нагрузками (массой поднимаемого груза, моментом на выходном валу), они при уменьшении нагрузки на рабочем органе в процессе функционирования вынуждают двигатель потреблять излишнюю энергию (расходовать излишнее топливо) или ухудшать энергетические характеристики. При перегрузках они не предохраняют двигатель от непредусмотренной остановки или выхода из строя. То есть весьма желательно, чтобы передаточный механизм был приспособлен к переменным условиям функционирования, а именно, имел переменное передаточное отношение.

Перспективной альтернативой современным механизмам с переменным передаточным отношением (коробкам скоростей) могут служить плавнорегулируемые зубчатые передачи нового типа – передачи с составными зубчатыми колесами, образованными набором зубчатых секторов. Однако, эта альтернатива может быть реализована в результате решения ряда технических задач, основными из которых являются: создание компактной конструкции передачи, обеспечение требуемого диапазона регулирования передаточного отношения и приемлемых кинематических характеристик передачи [1–3].

Конструкция передачи предполагает, что на каждом из двух стационарно смонтированных валов передачи установлены составные зубчатые колеса, взаимодействующие с одним цельным (промежуточным) зубчатым колесом, причем вылет зубчатых секторов составных зубчатых колес изменяется строго синхронно, но в противоположных направлениях.

Такая передача может иметь диапазон регулирования передаточного отношения $D = 6 \dots 7$ в одной ступени и способна конкурировать с современными коробками передач по материалоемкости, количеству передающих полезную нагрузку деталей, автоматизации работы, а также может использоваться в других ответственных передаточных механизмах.

Если зубчатые венцы секторов выполнены на упругом основании, позволяющем при любом значении передаточного отношения (при любом вылете сектора) обеспечивать равенство

$$d_2' = d_{02}, \quad (1)$$

где d_2' – делительный диаметр зубчатого сектора ведомого составного зубчатого колеса, d_{02} – делительный диаметр условного сплошного (цельного) зубчатого колеса, эквивалентного ведомому составному,

то такая передача особенностей кинематики не имеет. Если составное колесо образовано жесткими зубчатыми секторами то, процесс взаимодействия зубчатого сектора с зубчатым венцом внутреннего зацепления графически можно представить в виде линии зацепления, имеющей непрямолинейные участки в начале и в конце зацепления.

Наличие на линии зацепления непрямолинейных участков свидетельствует о том, что в начальной и конечной стадиях взаимодействия зубчатых секторов с цельным (промежуточным) зубчатым колесом, когда эвольвентные профили зубьев взаимодействуют с кромками сопряженных зубьев, не сохраняется постоянство отношения угловых скоростей или перемещений ведущего и ведомого элементов передачи, то есть имеет место неравномерность вращения ведомого вала передачи.

При этом прямолинейный участок линии зацепления не имеет фиксированного положения и величина угла α_{wt} зацепления изменяется от минимального α_{wn} до максимального α_{wk} значения, что свидетельствует о непостоянстве передаточного отношения передачи даже в течение всего времени взаимодействия зубьев секторов и промежуточного зубчатого колеса по общей нормали. Несложными вычислениями установлено, что текущее значение передаточного отношения u_1 будет определяться положением полюса зацепления на межосевой линии и может быть найдено из выражения:

$$u_1 = d_4 \cdot (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_{02} - d_4 \cdot [1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt})]), \quad (2)$$

где d_4 – делительный диаметр промежуточного зубчатого колеса, α – угол главного профиля исходного контура.

Только в одном случае, а именно когда линия зацепления проходит через абсолютный полюс зацепления, текущее значение u_1 передаточного отношения совпадает с номинальным $u_n = d_4 / d_{02}$. Во всех остальных случаях имеет место погрешность передаточного отношения:

$$\Delta u = 1 - (d_{02} \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_{02} - d_4 \cdot (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}))). \quad (3)$$

Следует также отметить, что непостоянство угла зацепления свидетельствует также о непостоянстве торцового коэффициента перекрытия зубьев зубчатых секторов.

По вышеприведенным зависимостям для передачи, образованной зубчатыми колесами с модулем 3 мм, при числах зубьев спаренных промежуточных зубчатых колес

$z_{\text{внутр}} = 68$ и $z_{\text{внеш}} = 88$ определены погрешности передаточного отношения для различных чисел зубьев составных зубчатых колес. При числах зубьев ведущего z_1 и ведомого z_2 составных колес 24 и 60, 30 и 54, 42 и 42 эта погрешность составила соответственно 3,3; 3,1 и 2,7 процента, что соответствует характеру полученных выше зависимостей.

Оптимальный синтез составного зубчатого колеса позволяет уменьшить относительную продолжительность стадий кромочного зацепления. Таким образом, основной источник неравномерности движения передачи с составными зубчатыми колесами – изменение положения линии зацепления. Вышеприведенные зависимости, позволяют оценить величину погрешности передаточного отношения передачи. Однако теоретические оценки, полученные к тому же для фрагмента передачи (пары зацепляющихся зубьев), не могут служить окончательной характеристикой функциональных свойств передачи в целом. Заниматься же теоретическим определением кинематических характеристик передачи с составными зубчатыми колесами на данном этапе ее создания нецелесообразно. Поэтому обоснованно судить о функциональных свойствах этой передачи можно только по результатам ее стендовых испытаний.

Учитывая вышеизложенные особенности кинематики передачи с составными зубчатыми колесами, целью таких испытаний должно являться получение динамических характеристик передачи, а именно ее амплитудно – частотных характеристик, представляющих собой зависимость амплитуды вынужденных колебаний ведущего вала передачи от частоты приложенного к ведомому валу синусоидально изменяющегося нагружающего момента.

Стенд включает электродвигатель, исследуемый объект (передачу с составными зубчатыми колесами, взаимодействующими с охватывающими каждый вал промежуточными колесами с внутренними зубьями, снабженными внешними зубьями для взаимодействия друг с другом), нагружатель и датчик крутящего момента, связанный с ведущим валом передачи. Датчик включает торсионный вал, на концах которого установлены перфорированные диски. По разные стороны каждого перфорированного диска установлены светодиод и фоторезистор. При прохождении между фоторезистором и светодиодом перфорации вырабатывается сигнал. Датчик настраивается таким образом, что при отсутствии закручивания торсионного вала, величина которого пропорциональна приложенному к валу момента, датчик не вырабатывает импульса. При наличии на вращающемся валу крутящего момента датчик формирует импульс, длина которого пропорциональна углу закручивания торсионного вала или величине крутящего момента. Вырабатываемые датчиками импульсы фиксируются ЭВМ, которая и определяет их длину в условных единицах, что вполне приемлемо для качественной оценки испытываемого объекта.

На описанном стенде испытаниям была подвергнута передача с составными зубчатыми колесами, имеющими фиксированные числа зубьев 24 и 60, 42 и 42. Кроме того, испытаниям подвергалась передача, в которой составные зубчатые колеса заме-

нялись целными с числами зубьев $z_1 = 24$ и $z_2 = 60$. На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики, полученные в результате испытаний указанных передач, а на рис. 2 – уровни вынужденных колебаний ведущих валов этих же передач.

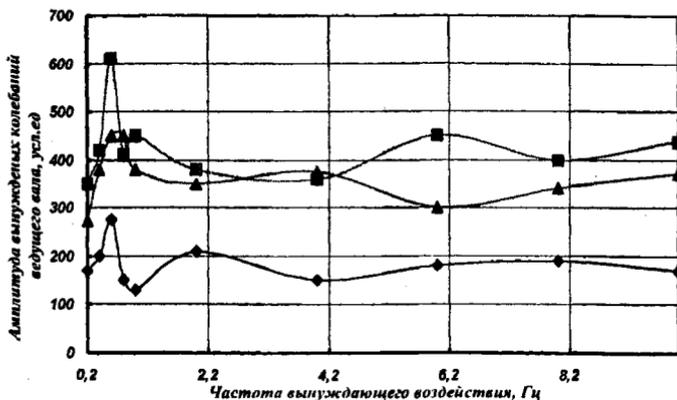


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики

—▲— с цельными зубчатыми колесами —■— с составными зубчатыми колесами, $z_1/z_2=24/60$ —▲— с составными зубчатыми колесами, $z_1/z_2=42/42$

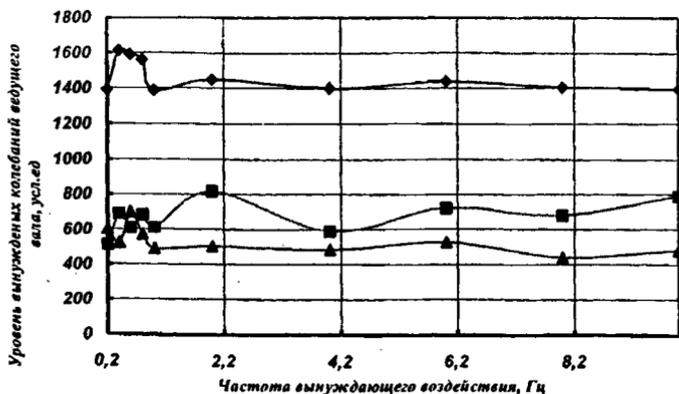


Рис. 2. Уровень вынужденных колебаний ведущего вала передачи

—▲— с цельными зубчатыми колесами —■— с составными зубчатыми колесами, $z_1/z_2=24/60$ —▲— с составными зубчатыми колесами, $z_1/z_2=42/42$

Указанные характеристики испытывавшихся на стенде передач были получены следующим образом. Приводной двигатель сообщает ведущему валу передаточного механизма равномерное вращение. Отсутствие размыкания рабочих профилей зубьев в процессе испытаний обеспечивается правильно выбранной величиной нагружающего момента на выходном валу, создаваемого порошковым тормозом. Крутящие моменты на входном и выходном валу связаны выражением:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta, \quad (4)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем валу, T_2 – крутящий момент на ведомом валу, u – передаточное отношение испытываемого механизма, η – коэффициент полезного действия испытываемого механизма.

Коэффициент полезного действия механизма в процессе испытания остается постоянным, а передаточное отношение может меняться в соответствии с вышеизложенным, что вызовет колебания момента на ведомом валу. Эти колебания преобразуются в электрические импульсы, длина которых фиксируется ЭВМ. При этом выходной вал передачи и нагружающее устройство жестко связаны между собой с целью исключения возможных дополнительных погрешностей, которые могли бы возникнуть при их упругом соединении.

Приведенные на рисунках 1 и 2 графики позволяют сделать следующие выводы. Амплитуда колебаний ведущего вала испытанных передач определяется, главным образом, погрешностью передаточного отношения, которая в силу изложенных выше причин гораздо более значительна у составных колес по сравнению с цельными. При уменьшении условного числа зубьев составного колеса эта погрешность уменьшается, что подтверждается графиком на рис. 1.

По этой же причине уровень вынужденных колебаний ведущего вала испытывавшихся передач с составными колесами должен быть выше, чем у передачи с цельными колесами. Однако, в силу того, что составные зубчатые колеса имеют, в отличие от цельных, два силовых потока, каждый из которых образован половиной составляющих зубчатый венец секторов, уровень колебаний ведущего вала образованной ими передачи значительно ниже.

ЛИТЕРАТУРА

1. Даньков А.М. Передаточные механизмы с составными зубчатыми колесами. Весті Акадэміі навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1998. № 4. С. 84–90.
2. Даньков А.М. Особенности конструкции и функционирования передаточных механизмов с составными зубчатыми колесами; Могилев. Машиностр. Ин-т.-Могилев, 1996.– 16 с.: ил.-Библиогр.: 3 назв.–Деп. в ин-те Белинформпрогноз 16. 04. 96, № Д199616.
3. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес.– Мн.: БГПА, 2000.– 96 с.