

Учитель А. Д. /д. т. н./, Файнштейн В. Г. /к. т. н./
Криворожский национальный университет

Исследование механической части привода с зазором в передаче с учетом последствий удара при закрытии зазора

Рассматриваются методы исследования электропривода с зазорами в механической части, колебаниями передаточного отношения в зубчатой передаче с учетом последствий удара в момент закрытия зазора. Приводятся результаты исследования на модели. Ил. 4. Библиогр.: 5 назв.

Ключевые слова: механическая часть электропривода, упругий элемент, зазор в передаче, погрешность зубчатой передачи

Methods of research of electric drive with gaps in its mechanical part and vacillation of ratio of its gearing taking into account the effect of shock as a result of closing of the gap, are considered in the article. Results of modelling researches are given.

Keywords: mechanical part of drive; elastic element; gap in gear; vacillation of ratio of gearing

Зазор в передаче – элемент механической части привода, присутствующий в каждом варианте электропривода, где в передачах имеются зубчатые, реечные, винтовые и подобные соединения. Влияние зазоров на качество работы электропривода, как показано в ряде исследований [1, 2], отрицательное: увеличиваются нагрузки в механической части привода, и как следствие – износ передач, увеличение погрешности регулирования скорости (положения).

Другим фактором, повышающим нагрузки в передаточных устройствах электропривода, является колебание передаточного отношения указанных выше передач из-за технологических погрешностей при изготовлении элементов передачи и износом этих передач в процессе эксплуатации электропривода. Погрешности передаточного отношения вновь изготовленных передач определяются ГОСТом 1643–81.

Из-за наличия зазоров и переменного значения передаточного отношения системы дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в электроприводе, нелинейны. Поэтому, исследования выполняют либо приближенными аналитическими методами, либо путем математического моделирования. Как правило, для получения более точных оценок динамических нагрузок в электроприводе используют математическое моделирование [1, 2]. Необходимо отметить, что исследование процессов колебаний выполняют без учета последствий удара при выборе зазоров, что может привести к существенным погрешностям в результатах исследований. Поэтому ниже рассмотрены вопросы построения модели механи-

ческой части привода с учетом ударных процессов при замыкании зазоров и колебании величины передаточного отношения.

В момент выбора зазора в передачах, скорости сопрягаемых через зазор масс в общем случае различны, поэтому замыкание валов происходит с ударом. При динамическом анализе электропривода с целью достижения обзримости задачи можно пренебречь переходными процессами в момент развития процесса удара и учитывать только изменение скоростей после удара.

Пусть в момент времени τ происходит замыкание зазора. Обозначим:

$\omega_1(-\tau)$, $\omega_2(-\tau)$ – скорости вращения первой и второй массы непосредственно перед началом развития переходного процесса удара; $\omega_1(\tau_+)$, $\omega_2(\tau_+)$ – скорости вращения первой и второй массы после переходного процесса удара.

Тогда установившиеся значения скоростей валов после удара определяются из выражения [3]

$$\omega_1(\tau_+) = \frac{\omega_1(-\tau)(1-\chi) + \omega_2(-\tau) \cdot (1+kv) \cdot \chi / Kd}{(1+\chi)}, \quad (1)$$

$$\omega_2(\tau_+) = \frac{Kd \cdot \omega_1(-\tau) \cdot (1+kv) + \omega_2(-\tau) \cdot (\chi - kv)}{(1+\chi)},$$

где Kd – коэффициент передаточного устройства, установленного между соединяемыми массами; J_1 , J_2 – моменты инерции первой и второй массы, причем к первой массе приложен движущий момент; $\chi = Kd^2 J_2 / J_1$ – отношение приведенных к валу первой массы моментов инер-

ций; kv – коэффициент восстановления скоростей после удара.

При наличии упругой связи между массами, согласно теории удара, соударение масс может рассматриваться как абсолютно неупругий удар [4], т. е. можно принимать, что $kv = 0$.

Традиционно принято выполнять исследование электропривода на математической модели, используя расчетную схему механической части, приведенную к валу двигателя. При этом модели движущих масс выполняют с помощью интеграторов, на входе которых вычисляют разницу моментов. Однако, при наличии нелинейных элементов, вычисление приведенных масс, жесткостей передач и т. п. должно выполняться в процессе решения, что значительно усложняет схему модели. При наличии нелинейных элементов более удобно использовать наряду с традиционной моделью и модель, реализованную с помощью дифференцирующего звена [2], в соответствии с системой уравнений

$$\omega_k = Kd_k \omega_{k-1}, \varphi_k = \int_0^t \omega_k dt, Md_k = J_k \frac{d\omega_k}{dt},$$

$$Ms_k = Mc_k + Md_k, \quad (2)$$

где ω_{k-1} – скорость вращения, установленной в цепи механических элементов, перед рассматриваемой массой; Md_k, Mc_k, Ms_k – соответственно динамический, статический и суммарный момент на валу рассматриваемой массы.

Схема модели рассматриваемых элементов имеет вид, приведенный на рис. 1. (На рисунке в скобках показаны входные и выходные величины для поступательно движущейся массы).

Отметим особенности моделирования зазоров с учетом последствий удара: при раскрытии зазора, масса до зазора и масса после зазора могут двигаться по разным траекториям, а при замыкании зазора скорости выравниваются. Отсюда алгоритм работы схемы, моделирующий зазор между двумя движущимися массами, следующий:

– при раскрытом зазоре каждая масса движется по траектории, которая определяется параметрами массы и приложенными силами (моментами);

– при закрытом зазоре соотношение скоростей масс равно коэффициенту передаточного устройства, установленного между массами, а моменты, действующие на ведомую массу, суммируются с учетом коэффициента передаточного устройства с моментами ведомой массы;

– в момент закрытия зазора, вследствие удара, скорости масс изменяются скачком и вычисляются по выражению (1).

Заметим, что в модели движущейся массы на базе интегратора должны быть предусмотрены устройства скачкообразного изменения выхода интегратора в процессе работы модели; в предлагаемой модели в этих узлах нет необходимости.

Следовательно, схема модели зазора содержит: блок определения состояния зазора, блоки для вычисления скоростей в момент закрытия зазора и блока памяти скоростей и времени в момент закрытия зазора.

Коэффициент передаточного устройства, зубчатой пары, в общем случае равен отношению числа зубьев ведущего и ведомого колеса с некоторой погрешностью, которая определяется технологическими ограничениями на точность изготовления зубчатых колес и износом зубчатых колес в процессе эксплуатации. ГОСТ 1643–81 определяет следующие погрешности зубчатой передачи, которые представляют интерес при исследовании электропривода:

– кинематическая погрешность зубчатой передачи

$$\delta s = (\varphi_2 - \varphi_{2r}) \cdot r_2, \quad (3)$$

где φ_2 – фактический угол поворота ведомого колеса при повороте ведущего колеса на угол φ_1 ; φ_{2r} – расчетный угол поворота ведомого колеса при повороте ведущего колеса на угол φ_1 ; r_2 – радиус делительной окружности ведомого колеса.

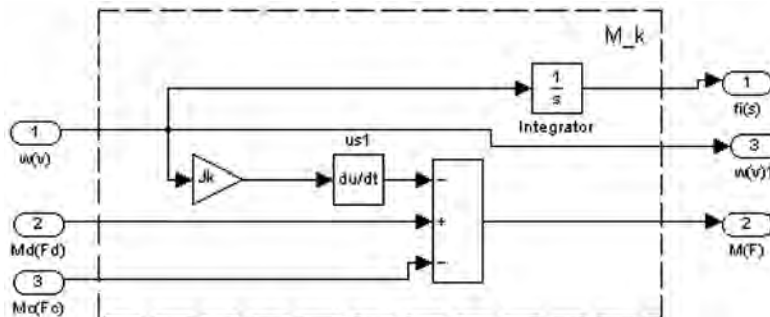


Рис. 1. Схема модели вращающейся массы с использованием дифференциатора:

$w(v), w(v)1$ – угловая скорость (линейная скорость) на входе и выходе модели; $Md(Fd)$ – движущий момент (сила); $Mc(Fc)$ – момент (сила) сопротивления движению; $M(F)$ – результирующий момент (сила); $fi(s)$ – угловой (линейный) путь

Вводятся также определения, которые иллюстрируются рис. 2.

Максимальная погрешность коэффициента передачи, в виду малости значений кинематической погрешности зубчатых колес, может быть записана в виде

$$Di_max = Kd0 \cdot \left[1 + \left(\frac{\delta s1}{r1} + \frac{\delta s2}{r2} \right) \right], \quad (4)$$

где $Kd0 = \frac{z1}{z2}$ – расчетное значение коэффициента передачи; $\delta s1$ ($\delta s2$) – допуски на кинематическую погрешность ведущего (ведомого) зубчатого колеса; $r1$ ($r2$) – радиусы делительной окружности колес; $z1$ ($z2$) – количество зубьев колес.

Поскольку зависимость кинематической погрешности от угла поворота ведущей шестерни периодическая функция, то она может быть разложена в ряд Фурье [1]

$$Kd(\varphi_1) = Kd0 \cdot \left(1 + \sum_{q=1}^m Di_max_q \cdot \sin(q\varphi_1 + \psi_q) \right), \quad (5)$$

где Di_max_q – значение амплитуды циклической погрешности с частотой q^* частоту перехода с зуба на зуб; q – целое число.

Используя приведенный выше способ моделирования вращающихся масс, моделирование колебаний передаточного отношения зубчатой передачи выполняется достаточно просто. Например, в модели механической части привода с упругим элементом и зазором в передаче для моделирования колебаний передаточного отношения достаточно в блоке задания величины Kd добавить узел, реализующий зависимость изменения приращения передаточного отношения к расчетному значению $Kd0$, в функции угла поворота ведущей массы. Например, для исследования параметрического резонанса механической части привода, схема блока задания величины Kd показана на рис. 3.

Схема блока обеспечивает задание колебательного отношения в функции угла поворота ведущей массы ($f1$) с частотой равной числу зу-

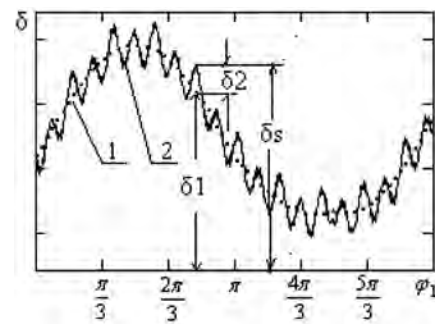


Рис. 2. Кинематические погрешности зубчатой передачи:

1 – накопленная кинематическая погрешность зубчатой передачи за k шагов (δ_1); 2 – циклическая погрешность зубчатой передачи (δ_2) – это кинематическая погрешность, изменяющаяся с частотой входа зубьев в зацепление

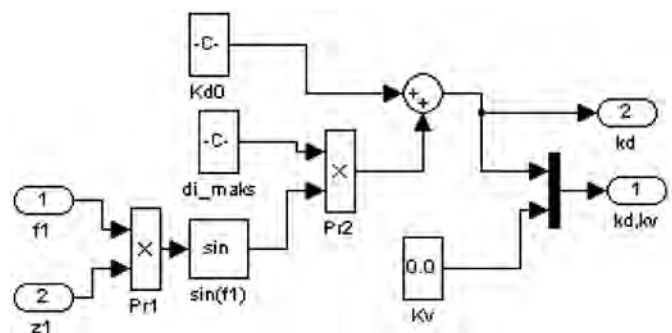


Рис. 3. Схема блока задания колебания передаточного отношения по синусоидальному закону

бьев на ведущем зубчатом колесе ($z1$). $Kd0$ – расчетное значение передаточного отношения, di_maks – амплитуда колебаний.

На рис. 4 показаны результаты исследования двухмассовой механической части привода с упругим элементом между массами, параметры которой: $J1 = 2 \text{ кгм}^2$, $J2 = 80 \text{ кгм}^2$, $kd = 0,25$, $C = 0,5 \cdot 10^5 \text{ Н/рад}$, $Md1 = 8 \text{ Нм}$, а при $t > 0,25 \text{ с}$ – $Md = -8 \text{ Нм}$.

Амплитуда циклической погрешности, с частотой перехода с зуба на зуб, задана равной – 0,0001. Задавалось различное количество зубьев на ведущем колесе ($z1 = 38, 40, 41$), причем не

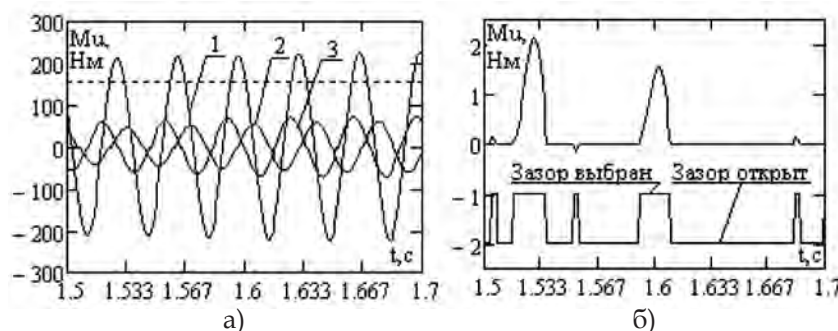


Рис. 4. Оциллограмма колебания момента в упругом элементе: а – без учета удара при закрытии зазора: 1 – $z1 = 40$; 2 – $z1 = 38$; 3 – $z1 = 42$; б – с учетом удара при закрытии зазора ($z1 = 40$)

учитывались последствия удара при выборе зазора. По осциллограмме видно, что когда частота циклической погрешности примерно совпадает с частотой собственных колебаний системы, возникает параметрический резонанс – значительно увеличивается амплитуда колебания момента в упругом элементе [5].

Осциллограммы записывались на участке постоянства скорости ($\omega_1 = 4,51/\text{с}$). При учете последствий удара при закрытии зазора колебания момента упругого элемента практически отсутствуют, как видно из осциллограммы на рис. 4б, но при этом наблюдается частое открытие – закрытие зазора.

Выводы

Ударное гашение возникающего в колебательной системе параметрического резонанса и исключение возникающих при этом высоких амплитуд является простым средством ограничения динамических нагрузок в механической части привода. Определение параметров зазора

в передаче, обеспечивающего такого метода гашения требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

Библиографический список

1. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
2. Иванушкин В. А. и др. Структурное моделирование электромеханических систем и их элементов / В. А. Иванушкин, В. Н. Сарапулов, П. Шымчак. – Щецин: ЩТУ, 2000. – 310 с.
3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
4. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 448 с.
5. Ривин Е. Н. Динамика приводов станков. – М.: Издательство машиностроение, 1966. – 204 с.

Поступила 17.07.2015

