

УДК 629:113

С.М. Огороднов, С.Г. Синичкин

**РАСЧЕТ УСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С ШАГОВЫМ
ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ДВИГАТЕЛЕМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассмотрены конструктивные типы шаговых электрических двигателей, приведена характеристика, устанавливающая требования к параметрам выбираемого двигателя в соответствии с действующей внешней нагрузкой. Определены составляющие внешней нагрузки с учетом инерционных сил, действующие при повороте управляемых колес двухосного автомобиля. Получены выражения величины вращающего момента шагового двигателя, используемого в качестве усилителя рулевого управления с винтовыми и реечными рулевыми механизмами.

Ключевые слова: : расчет, рулевое управление, усилитель, шаговый электродвигатель, внешняя нагрузка, суммарный момент, винтовой механизм, реечный механизм, момент электродвигателя

Шаговый электрический двигатель (ШЭД) является синхронным импульсным электродвигателем, в котором импульсы тока, подаваемые в обмотки возбуждения статора, преобразуются в дискретные угловые перемещения ротора. Вращающий момент создается магнитными потоками статора и ротора, соответствующим образом относительно ориентированными. Полюса имеют как статор, так и ротор. Вращающий момент пропорционален величине магнитного поля и зависит от параметров обмоток и тока. Если хотя бы по одной из обмоток течет ток, ротор принимает определенное положение и находится в этом положении, пока внешний момент не превысит некоторого значения, называемого моментом удержания. После этого ротор повернется до одного из следующих положений равновесия.

Для питания ШЭД недостаточно источника постоянного тока. Коммутации обмоток выполняются специальным управляющим устройством (коммутатором). Импульсы тока формируются коммутатором и поочередно поступают в обмотки статора, при этом ориентация магнитного потока в пространстве между полюсами статора дискретно меняется и вызывает поворот ротора на определенный угол (шаг) ротора. ШЭД обеспечивает полный момент в режиме остановки (при питании обмоток), прецизионное позиционирование и повторяемость. Точность позиционирования может составлять 3...5% от величины шага, а ошибка не копится от шага к шагу. ШЭД обеспечивают возможность быстрого старта и остановки, реверсирования, при отсутствии коллекторного узла обладают высокой долговечностью, определяемой практически долговечностью подшипников. Однозначная зависимость положения ротора от входных импульсов обеспечивают его позиционирование без использования в системе управления элементов обратных связей, возможность вращения ротора с очень низкими скоростями, пропорциональными частоте управляющих импульсов и при значительной нагрузке, действующей непосредственно на вал двигателя, без применения специальных редукторов.

ШЭД обладают уникальными свойствами, что делает их в отдельных случаях исключительно удобными для применения в приводах машин и механизмов, работающих в режиме непрерывного движения при управляющем воздействии, заданном последовательностью электрических импульсов, или в режиме «старт-стоп».

Привод с ШЭД наилучшим способом подходит для автоматизации работы узлов, механизмов и систем где не требуются большая мощность, высокие динамические показатели и одновременно обеспечиваются требования к точности позиционирования и угловой скорости вращения вала. По сравнению с коллекторными двигателями, ШЭД в среднем в 1,5-2 раза

дешевле, обеспечивают более высокий момент на низких оборотах при одинаковой массе, проще в управлении. Известны три основных типа ШЭД: с переменным магнитным сопротивлением, с постоянными магнитами и гибридный.

ШЭД с переменным магнитным сопротивлением имеют несколько полюсов на статоре и ротор зубчатой формы, рис. 1, *а*. При подаче тока в одну из катушек, зубцы ротора займут положение напротив полюсов, в обмотке которых течет ток, а магнитный поток замкнут. Для создания непрерывного движения необходимо последовательно подавать ток в обмотки соседних полюсов. Реальный двигатель имеет большое количество зубцов ротора и зубчатую поверхность каждого полюса статора, что обеспечивает уменьшение угла поворота одного шага. Использование ШЭД с переменным магнитным сопротивлением в промышленности ограничено.

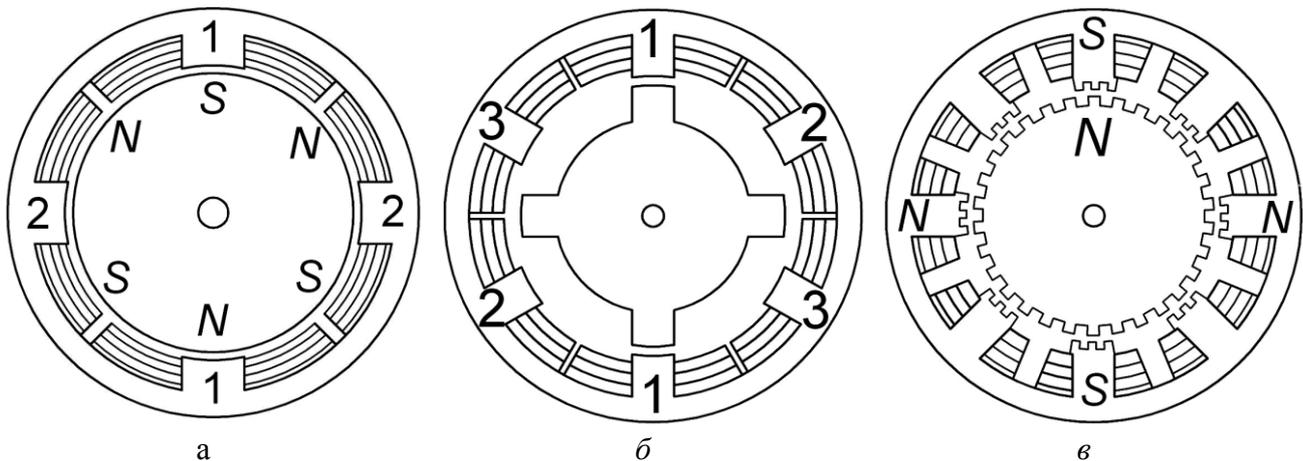


Рис. 1. Основные типы ШЭД:

а – с переменным магнитным сопротивлением; *б* – с постоянными магнитами;
в – гибридный

ШЭД с постоянными магнитами имеют статор с обмотками и ротор с постоянными магнитами, рис. 2, *б*. Полюса ротора расположены параллельно оси двигателя, имеют прямоугольную форму и чередуются. Вследствие намагниченности ротора обеспечивается большой магнитный поток и при других равных условиях больший, чем в двигателях с переменным магнитным сопротивлением, момент. При подаче тока в одну из катушек, ротор занимает положение, при котором разноименные полюса ротора и статора находятся напротив. Для непрерывного движения необходимо попеременно подавать ток в смежные обмотки. Влияние обратной ЭДС ротора ограничивает скорость его вращения.

Гибридные ШЭД сочетают лучшие свойства двух рассмотренных типов ШЭД. Являясь наиболее дорогими, обеспечивают меньший шаг, большие моменты и скорость. Ротор гибридного двигателя, рис. 3, *в*, имеет зубцы, расположенные в осевом направлении и разделен на две части, между которыми расположен цилиндрический постоянный магнит. Зубцы одной половины ротора являются северными, другой – южными полюсами. Верхняя часть ротора повернута относительно нижней части на половину шага зубца. Число пар полюсов ротора равно числу зубцов на одной из частей. Статор гибридного двигателя также имеет зубцы, что обеспечивает количество эквивалентных полюсов большее, чем количество полюсов, на которых расположены обмотки. Кроме того зубцы ротора обеспечивают меньшее сопротивление магнитной цепи в определенных положениях ротора и увеличение статического и динамического моментов двигателя. Зависимость количества полюсов ротора, эквивалентных полюсов статора и фаз определяет угол шага двигателя

$$s = \frac{360}{n_{ph} p_h} = \frac{360}{n}, \quad (1)$$

где s – шаг двигателя, n_{ph} – количество эквивалентных полюсов одной фазы (количество полюсов ротора), p_h – число фаз, n – количество полюсов всех фаз.

Например, для гибридного двигателя с ротором, имеющим 100 полюсов (50 пар полюсов) и две фазы, полное количество полюсов $n = 200$, а шаг двигателя равен 1,8 градуса.

Большинство современных шаговых двигателей являются гибридными. Способы управления такими двигателями обеспечивают работу в полушаговом режиме, при котором угол поворота ротора составляет 1/2 полного шага, а некоторые системы управления обеспечивают микрошаговый режим работы с величиной шага от 1/3 полного шага до 1/32 и даже меньше. В пределе шаговый двигатель может работать как синхронный электродвигатель в режиме непрерывного вращения. Для этого токи его фаз должны быть синусоидальными и сдвинутыми на 90 градусов.

Характеристика ШЭД отражает изменение момента ротора от скорости его вращения, рис.2. Кривая 1 (кривая старта) показывает, при каком максимальном моменте сопротивления для данной угловой скорости ротор двигателя может повернуться. Кривая 1 пересекает ось скоростей в точке ω_{cmax} , называемой максимальной частотой старта (частота приемистости). Эта точка соответствует максимальной скорости старта для двигателя в отсутствие внешней нагрузки.

На практике может быть обеспечена скорость, соответствующая 200-500 полных шагов в секунду. Сопротивление внешней нагрузки и особенно его инерционная составляющая в значительной степени влияет на вид кривой 1 характеристики момента двигателя. Чем больше момент инерции нагрузки, тем меньше область I (область старта) и максимальная скорость старта при заданном моменте $T_{уд}$ удержания ротора.

Кривая 2 (кривая разгона) показывает, при каком максимальном моменте сопротивления от внешней нагрузки и заданной скорости вращения ротора, двигатель способен поддерживать вращение без пропусков шагов. Кривая 2 пересекает ось скоростей в точке ω_{max} , соответствующей максимальной скорости двигателя в отсутствие внешней нагрузки. Область II, находящаяся между кривыми 1 и 2, называется областью разгона и отражает взаимосвязь, требуемого по условиям работы привода момента двигателя и реализуемой максимальной скоростью. Следует отметить, что кроме параметров двигателя и составляющих внешней нагрузки на характер рассмотренных кривых влияют и конструктивные особенности системы управления и алгоритма управления работой двигателя.

Шаговые двигатели могут быть использованы как усилители рулевого управления

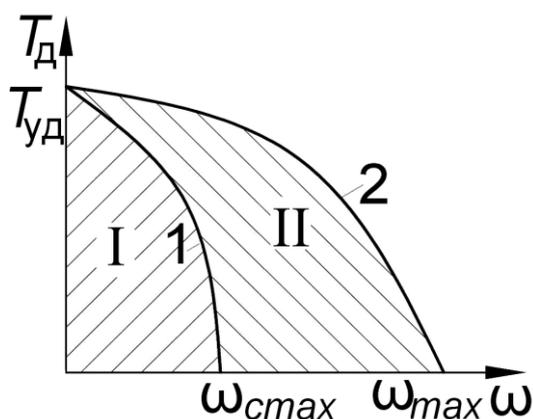


Рис. 2. Характеристика ШЭД

без дополнительных механических редукторов. Ротор ШЭД монтируется непосредственно на валу рулевого механизма или рулевого колеса, а статор крепится к корпусу редуктора рулевого механизма или к кузову (раме) автомобиля. Предложенная кинематическая схема позволяет упростить конструкцию рулевого управления и снизить его стоимость, но особенности работы шаговых двигателей предъявляют жесткие требования к согласованию параметров выбираемого двигателя с заданной нагрузкой. В разомкнутых системах дискретного привода пропуск двигателем одного управляющего импульса приводит к ошибке преобразования электрического сигнала управления в угол поворота ротора и снижает точность процесса управления работой привода.

Кроме потерь энергии на трение, реальные конструкции приводов обладают инерцией. Момент инерции привода влияет на характер изменения скорости вращения ротора и величины моментов двигателя в режимах разгона и торможения, ограничивая максимальное

угловое ускорение и угловую скорость ротора. При выборе ШЭД необходимо, кроме выбора величин электрических параметров системы управления и обмоток, для построения характеристики моментов ротора при старте и разгоне определить вид и величины действующих факторов внешней нагрузки при различных режимах работы привода. Технические характеристики ШЭД согласуются с требованиями нормативных документов в отношении рулевого управления автотранспортных средств (АТС).

В некоторых случаях, из соображений безопасности движения АТС, водитель вынужден реализовать управляющие воздействия на рулевое колесо с максимально возможной скоростью. Характер управляющего воздействия водителя на рулевое колесо в основном определяется следующими параметрами: углом поворота, ускорением, скоростью поворота и усилием поворота рулевого колеса. Динамический режим работы рулевого управления определяет характер и параметры движения АТС не только в процессе подачи управляющего воздействия, но и по истечении некоторого времени с момента его завершения. Виды траекторий движения при выполнении маневров и требования к автомобилям в части устойчивости и управляемости установлены ГОСТ Р 52302-2004, распространяющимся на АТС категорий *M*, *N* и *O*. Оценка устойчивости и управляемости выполняется при испытаниях «рывок руля, поворот, переставка, прямая, пробег». Требования к проведению указанных испытаний устанавливают допустимые характеристики и параметры движения АТС и некоторые требования к параметрам рулевого управления.

Усилие на рулевом колесе не должно превышать значений, указанных в [1, п. 4.1]. Анализируя приведенные значения усилий можно установить, что усилие на рулевом колесе, создаваемое за счет работы усилителя, в зависимости от категории АТС, может меняться в диапазоне 100-140 Н для неподвижного автомобиля и 100-250 Н для движущегося автомобиля.

Минимальное значение угловой скорости поворота рулевого колеса устанавливается в соответствии с [1, п. 5.6] требований к испытанию «рывок руля». При этих испытаниях рулевое колесо должно быть повернуто с угловой скоростью не менее $400^0/\text{с}$ ($7\text{рад}/\text{с}$) в заданное положение.

Расчет суммарного момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля необходим для определения усилий, приведенных к валу рулевого колеса. Для двухосного автомобиля с передними управляемыми колесами, суммарный момент сопротивления повороту колес неподвижного автомобиля определяется действием моментов сопротивления повороту колес, трением в приводе рулевого управления и инерцией колес и частей привода.

$$T_{\kappa} = T_{\Pi} + T_{\tau} + T_j, \quad (2)$$

где T_{κ} – суммарный момент сопротивления повороту управляемых колес, T_{Π} – момент сопротивления повороту управляемых колес, T_{τ} – момент трения в приводе рулевого управления, T_j – инерционный момент колес и частей привода.

Для практических расчетов, с учетом малых значений величин, углами развала и продольного наклона оси поворота колеса можно пренебречь. Момент сопротивления повороту колес T_{Π} обусловлен деформацией шины и её скольжением в пятне контакта с опорной поверхностью, перекачиванием шины с сопротивлением по опорной поверхности, поперечным наклоном оси поворота управляемого колеса. Момент сопротивления повороту колес может быть определен в соответствии с выражением

$$T_{\Pi} = T_f + T_{\phi} + T_s, \quad (3)$$

где T_{Π} – суммарный момент сопротивления повороту колеса, T_f – момент сопротивления перекачиванию колеса при повороте, T_{ϕ} – момент сопротивления, обусловленный упругой деформацией и трением шин об опорную поверхность, T_s – момент сопротивления, обусловленный поперечным наклоном оси поворота колеса (стабилизирующий момент).

Поворот колес сопровождается качением каждого из управляемых колес по определенной траектории. С учетом принятых допущений, момент сопротивления качению каждого колеса равен, рис. 3.

$$T_f^k = F_l f (l \cos \alpha - r_{cm} \sin \alpha), \quad (4)$$

где T_f^k – момент сопротивления перекатыванию колеса при повороте, F_l – сила веса, приходящаяся на управляемое колесо, f – коэффициент сопротивления качению, l – длина цапфы, $r_{ст}$ – статический радиус колеса, η_1 – КПД поворотного узла, α – угол поперечного наклона оси поворота.

Суммарное значение момента сопротивления качению, приведенное к левому колесу равно:

$$T_f = T_f^l + T_f^n = \frac{F_l f (\cos \alpha - r_{cm} \sin \alpha)}{\eta_1} \left(1 + \frac{1}{u_2 \eta_2} \right), \quad (5)$$

где T_f – суммарный момент сопротивления качению управляемых колес, T_f^l, T_f^n – моменты сопротивления качению левого и правого колеса, u_2 – передаточное число привода от правого к левому колесу, η_2 – КПД рулевого привода от правого к левому колесу.

Для расчета момента T_ϕ используют эмпирические выражения [3,4,5,6]. В работе [3] отмечено, что хорошо согласуются с результатами эксперимента расчет момента сопротивления от упругой деформации и трения шины по формуле

$$T_\phi^k = (0,375 F_l \varphi \sqrt{S_{ш}}) / \eta_1, \quad (6)$$

где T_ϕ^k – момент сопротивления от упругой деформации и трения шины колеса, φ – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью, $S_{ш}$ – площадь пятна (отпечатка) контакта шины с опорной поверхностью,

Суммарное значение момента сопротивления от упругой деформации и трения шин, приведенное к левому колесу может быть записано в виде:

$$T_\phi = T_\phi^l + T_\phi^n = \frac{0,375 F_l \varphi \sqrt{S_{ш}}}{\eta_1} \left(1 + \frac{1}{u_2 \eta_2} \right), \quad (7)$$

где T_ϕ – суммарный момент сопротивления от упругой деформации и трения шин управляемых колес, T_ϕ^l, T_ϕ^n – моменты сопротивления от упругой деформации и трения шин левого и правого колес.

Стабилизирующий момент, создаваемый за счет поперечного наклона оси поворота колеса, рассчитывается с учетом сил, действующих на поворотные узлы левого и правого колес. Стабилизирующие моменты каждого из колес определяются из следующих соображений. Считаем, что при малых значениях, углы поворота правого и левого колеса равны. При повороте колеса относительно оси, центр колеса – точка O , пересечения вертикальной плоскости симметрии колеса и оси цапфы, смещается по дуге окружности, расположенной в плоскости, перпендикулярной оси поворота и наклоненной относительно опорной поверхности на угол α , рис. 4. Одновременно точка O смещается относительно опорной поверхности вертикально. Это приводит к изменению высоты расположения центра масс АТС и появлению стабилизирующего момента, возвращающего колесо в положение прямолинейного движения. Для определения стабилизирующего момента сила F_l переносится вдоль направления действия до пересечения оси цапфы с плоскостью симметрии колеса – точка O . Разложим силу F_l на два направления – параллельно оси поворота управляемого

колеса F_{11} и перпендикулярно оси F_{12} . Составляющая F_{12} для прямолинейного положения колес направлена вдоль оси цапфы, рис. 5.

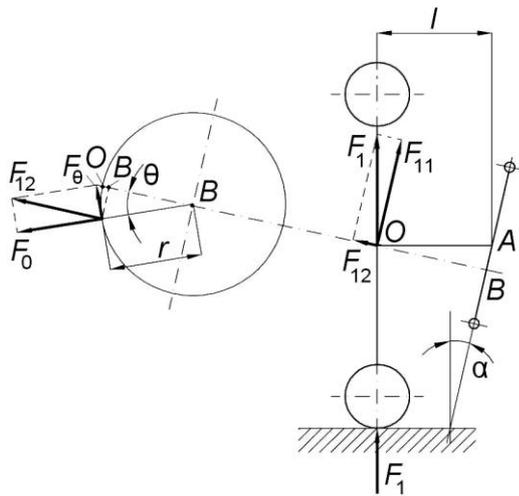


Рис. 3. Определение сил и моментов, действующих на колесо при повороте

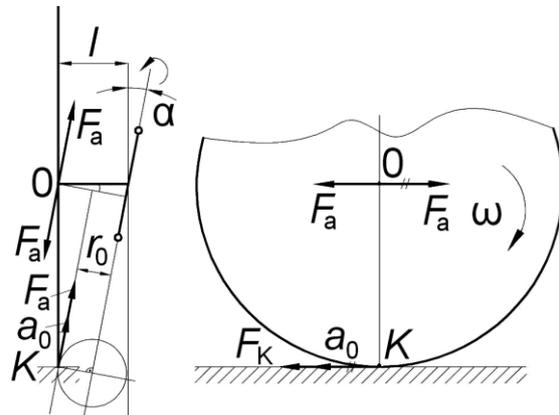


Рис. 4. Определение линейных и угловых ускорений т. К

При повороте колеса на угол θ составляющая F_{12} реакции сохраняет положение в пространстве, а угол между направлением силы и осью цапфы равен θ .

Для указанного положения колеса разложим силу F_{12} на два направления – вдоль оси цапфы F_0 и перпендикулярно оси F_θ . Сила F_θ создает стабилизирующий момент, равный

$$T = F_\theta r = \frac{(F_1 l \sin \alpha \cos \alpha \sin \theta)}{\eta_1}, \tag{8}$$

где T_s^k – стабилизирующий момент колеса, r – проекция длины цапфы на плоскость перемещения центра колеса, l – длина цапфы, θ – угол поворота колеса.

Суммарное значение стабилизирующего момента, приведенное к левому колесу, может быть записано в виде:

$$T = T_s^n + T_s^n = \frac{F_1 l \sin \alpha \cos \alpha \sin \theta}{\eta_1} \left(1 + \frac{1}{u_2 \eta_2}\right), \tag{9}$$

где T_s – суммарное значение стабилизирующего момента, T_s^n, T_s^n – стабилизирующие моменты левого и правого колес.

Для рулевых управлений с винтовыми рулевыми механизмами рулевой привод конструктивно достаточно сложен. Моменты инерции и массы колес и частей рулевого привода влияют на величину суммарного момента сопротивления повороту колес T_n . Сравнивая массы тяг и колес, вместе с деталями поворотных устройств, в целях упрощения расчетов, допустимо считать влияние ускоренно движущихся масс тяг и их моментов инерции на величину инерционных моментов существенно меньшим, чем влияние ускоренно движущихся масс и моментов инерции колес вместе с деталями поворотного устройства. С учетом выказанного предположения определим инерционные составляющие момента сопротивления повороту колес. Считая, что угловое ускорение точки O относительно оси поворота равно ε_o , а момент инерции массы колеса, относительно указанной оси равен J_o , момент сопротивления повороту колеса, обусловленный указанными факторами, определяется из выражения

$$T_o^k = J_o \varepsilon_o = \frac{J_o \varepsilon}{u_3 u_4}, \quad (10)$$

где T_o^k – инерционный момент сопротивления повороту вследствие ускоренного вращения цапфы относительно оси поворота, J_o – момент инерции колеса относительно оси поворота, ε_o – угловое ускорение точки O колеса относительно оси поворота, ε – угловое ускорение вала рулевого колеса, u_3 – передаточное число привода рулевого управления от сошки рулевого механизма к поворотному рычагу, u_4 – передаточное число рулевого механизма. Суммарное значение инерционного момента сопротивления повороту колес равно

$$T_o = \frac{J_o \varepsilon}{u_3 u_4} \left(1 + \frac{1}{u_2 \eta_2}\right), \quad (11)$$

где T_o – инерционный момент сопротивления повороту вследствие ускоренного вращения колес относительно оси поворота, T_o^n, T_o^l – инерционные моменты сопротивления повороту правого и левого колеса относительно оси поворота.

Одновременно колесо ускоренно вращается вокруг цапфы за счет силы, возникающей в контакте с опорной поверхностью при повороте. Представив колесо в виде плоского диска, рис. 4, определим линейное ускорение точки K контакта колеса с опорной поверхностью, одновременно вращающейся в плоскости колеса и перемещающейся по дуге окружности в плоскости перпендикулярной оси поворота.

$$a_o = \varepsilon_o r_o, \quad (12)$$

где a_o – линейное ускорение точки K , r_o – радиус окружности вращения точки K в плоскости перпендикулярной оси поворота, $r_o = l \cos \alpha - r_{ct} \sin \alpha$.

Угловое ускорение колеса определяется из условия равенства линейных ускорений при перемещениях точки K в плоскости диска и плоскости, перпендикулярной оси поворота, и равно

$$\varepsilon_k = \frac{\varepsilon_o r_o}{r_{cm}} = \frac{\varepsilon r_o}{r_{cm} u_3 u_4}, \quad (13)$$

где ε_k – угловое ускорение колеса при вращательном движении.

Сила, действующая на колесо со стороны опорной поверхности, направлена по касательной к диску и равна

$$F_a = \frac{T_b}{r_{cm}} = \frac{J_k \varepsilon_k}{r_{cm}} = \frac{J_k \varepsilon r_o}{r_{cm} u_3 u_4}, \quad (14)$$

где F_a – сила, действующая на колесо со стороны опорной поверхности при вращении с ускорением, T_b – момент сопротивления повороту при ускоренном вращении колеса, J_k – момент инерции колеса относительно оси цапфы.

Момент сопротивления повороту колесу от силы F_a равен, рис. 6,

$$T_a^k = F_a l \cos \alpha = \frac{J_k \varepsilon r_o l \cos \alpha}{\eta_1 u_3 u_4 r_{cm}}. \quad (15)$$

Суммарное значение момента сопротивления повороту колеса от силы F_a , приведенного к левому колесу равно

$$T_a = T_a^n + T_a^l = \frac{J_\kappa \varepsilon r_o l \cos \alpha}{\eta_1 u_3 u_4 r_\partial} \left(1 + \frac{l}{u_2 \eta_2} \right), \quad (16)$$

где T_a – момент сопротивления повороту колеса при ускоренном вращении относительно оси цапфы, T_a^n , T_a^l – моменты сопротивления повороту правого и левого колес при ускоренном вращении относительно оси цапфы.

Требуемый момент T_d шагового двигателя при вращении ротора (вала рулевого колеса) с угловым ускорением ε определяется из закона сохранения энергии. Для системы «привод с ШЭД–нагрузка» закон сохранения энергии при повороте ротора на 0,5 шага записывается в виде

$$T_o \varphi = T_o^{np} + T_o^{np} \varphi + T_m^{np} \varphi + T_m \varphi - T_y \varphi, \quad (17)$$

где T_d – момент ротора ШЭД, T_o^{np} , T_n^{np} , T_r^{np} – приведенные к валу ротора моменты: инерционный, полезной нагрузки и трения, T_m – момент сопротивления повороту ротора постоянных магнитов двигателя, T_y – момент управляющего воздействия водителя, J_{np} – приведенный момент инерции, φ – угол поворота ротора, ω – угловая скорость ротора. Момент сопротивления повороту ротора постоянных магнитов обычно не превышает 5% момента двигателя и не учитывается в последующих расчетах.

Кинетическая энергия системы определяется в соответствии с выражением

$$E = \frac{J_o \omega_o^2}{2} + \frac{J_\kappa \omega_\kappa^2}{2} + \frac{J_\partial \omega^2}{2} = \frac{J_{np} \omega^2}{2}, \quad (18)$$

где E – кинетическая энергия системы, ω_o – угловая скорость поворота колеса вокруг поворотной оси, ω_κ – угловая скорость поворота колеса вокруг оси цапфы $\omega_\kappa = \omega r_o / u_3 u_4 r_{ст}$, ω – угловая скорость вала рулевого колеса, J_d – суммарный момент инерции ротора двигателя, рулевого колеса, вала и деталей рулевого механизма, J_{np} – приведенный к валу рулевого колеса момент инерции системы.

С учетом выражения (18) приведенное значение момента инерции системы с винтовым рулевым механизмом равно

$$J_{np} = J_o + \frac{1}{(u_3 u_4)^2} (J_o + J_\kappa \frac{r_o^2}{r_\partial^2}). \quad (19)$$

Производная кинетической энергии системы по времени равна сумме мощностей внешних сил

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=1}^n P_i = J_{np} \omega \varepsilon, \quad (20)$$

где P_i – мощности внешних сил.

Уравнение баланса мощности с учетом сделанных допущений записывается в виде

$$T_o \omega = J_{np} \omega \varepsilon + (T_m^{np} + T_n^{np} - T_y) \omega. \quad (21)$$

Величина вращающего момента двигателя определяется из выражения

$$T_{\partial} = J_{np}\varepsilon + T_m^{np} + T_n^{np} - T_y = J_{np}\varepsilon - T_y + (T_f + T_{\varphi} + T_s + T_k)/u_3u_4\eta_3, \quad (22)$$

где η_3 – КПД рулевого механизма.

Для рулевого управления с реечным рулевым механизмом расчеты моментов сопротивления повороту управляемых колес T_f , T_{φ} , T_s , T_a выполняются в соответствии с выражениями (5), (7), (9), (16). Требуемый момент T_d шагового двигателя при вращении вала рулевого колеса с угловым ускорением ε и приведенное значение момента инерции системы определяется с учетом конструктивных особенностей механизма и привода рулевого управления.

Кинетическая энергия системы с реечным рулевым механизмом определяется выражением

$$E = \frac{J_o\omega_o^2}{2} + \frac{J_k\omega_k^2}{2} + \frac{J_{\partial}\omega^2}{2} + \frac{m_p V^2}{2} = \frac{J_{np}\omega^2}{2}, \quad (23)$$

где J_d – суммарный момент инерции ротора двигателя, рулевого колеса, вала и шестерни рулевого механизма, m_p – масса рейки, V – линейная скорость рейки $V = \omega R_d$, R_d – радиус делительной окружности шестерни.

Приведенное значение момента инерции системы равно

$$J_{np} = J_{\partial} + \frac{I}{(u_3u_4)^2} (J_o + J_k \frac{r_o^2}{r_{\partial}^2}) + m_p R_{\partial}^2, \quad (24)$$

а величина вращающего момента двигателя определяется в соответствии с выражением (22).

Соотношение между угловой скоростью ротора и частотой отработки шагов двигателя устанавливается зависимостью

$$\omega = nv/2 = v/\varphi, \quad (25)$$

где ω – угловая скорость вала ротора, v – частота отработки шагов двигателя, n – количество шагов за один полный оборот ротора, φ – угол поворота ротора за один шаг.

Максимальная скорость, которая может быть достигнута к концу первого шага двигателя, равна

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2\varphi(T_{\partial} + T_y - T_n^{np} - T_m^{np})}{J_{np}}}, \quad (26)$$

ω_i – угловая скорость первого шага вала ротора двигателя.

В практических расчетах усилителей рулевого управления с ШЭД полезно учитывать электрические переходные процессы, зависящие от напряжения питания, индуктивности обмоток и способа управления двигателем. Для повышения динамичности работы необходимо подбирать ШЭД с минимальной индуктивностью. Стартовая частота ШЭД изменяется в пределах 800-1000Гц, что обеспечивает угловую скорость ротора до 15 рад/с (2-2,5 об/с) в полушаговом режиме. Исходя из этого для ШЭД, работающего в полушаговом режиме, величина ускорения не должна превышать 4 рад/с².

Библиографический список

1. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. ГОСТ Р 52302-2004. – М.: Изд-во стандартов, 2005.-17с.
2. **Кравец, В.Н.** Теория автомобиля: учеб. пособие / В.Н. Кравец. – Н.Новгород: НГТУ, 2007. – 368 с.
3. **Чайковский, И.П.** Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский. – М.: Машиностроение, 1987.– 176 с.

4. **Бухарин, Н.А.** Автомобили / Н.А. Бухарин. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
5. **Гинцбург, Л.Л.** Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей / Л.Л. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1972. – 120 с.
6. **Литвинов, А.С.** Управляемость и устойчивость автомобилей / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 413 с.

*Дата поступления
в редакцию 10.10.2012*

S. Ogorodnov, S. Sinichkin

DESIGN OF VEHICLE'S STEERING BOOSTER WITH STEPPER ELECTRIC MOTOR

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alexeev

Purpose: The developing of the theory of vehicle's steering booster with stepper electric motor (SEM) design.

Design/methodology/approach: The calculation theory of the steering booster with stepper electric motor (SEM) design is based on the energy conservation law and the equations of the automobiles and vehicles theory.

Findings: It is possible to apply the research results for estimation of technical characteristics of stepper electric motor (SEM) at the stage of design.

Research limitations/implications: The present study provides a starting-point for further research in the field of vehicle's steering booster design and improvement of vehicles active safety.

Originality/value: The paper shows the equations of total antitorque moment for steerable wheels reduced to the steering-wheel shaft of two-axle vehicle. Equations include such factors as friction in steering gear, mechanism inertia, magnetic characteristics of SEM, control action force. As a result the equations of SEM torque and the maximum angular velocity for the end of the first step are indicated in accordance with the constructions there stepper motor is used as steering booster for screw or rack-and-pinion steering gears.

Key words: design, steering gear, booster, stepper electric motor, external load, total torque, screw steering gear, rack-and-pinion steering gear, electric motor torque.