

В. А. И в а н о в

**К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИВОДА
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО КЛИНОВОГО
ТОРМОЗА АВТОМОБИЛЯ**

Рассмотрен вопрос проектирования привода электромеханического клинового тормоза автомобиля. Приведены зависимости силы трения тормозного диска о колодку и силы управления тормозом; расчет силы управления клиновым тормозом реального автомобиля; методика выбора электродвигателя и планетарного роликовинтового механизма.

E-mail: vasilija.ivanov@gmail.com

Ключевые слова: *тормоз, автомобиль, электромеханика, клин.*

Задачи, в которых традиционно используется гидравлический привод, все чаще решают с применением электромеханики или линейных серводвигателей. Перед тем как проектировать систему с надежным исполнительным механизмом, обеспечивающим точное линейное перемещение, необходимо задуматься об электромеханике.

Во многих случаях электромеханические системы обладают существенными преимуществами перед традиционными гидравлическими системами. В отличие от гидравлических систем, линейные сервомоторы требуют только два кабеля для подачи электропитания и передачи в сервоусилитель сигнала обратной связи.

Линейные исполнительные механизмы часто используются для задач, в которых важна высокая частота перемещения. В гидравлических системах такая работа приводит к повышенному износу прокладок, что часто приводит к утечке гидравлической жидкости, тем самым невозможно гарантировать наличие одного и того же усилия и точности позиционирования, а это влияет на качество конечного продукта.

При использовании линейных сервомоторов о таких проблемах речи не идет. Электромеханика способна развивать ускорения до 100 м/с^2 как в прямом, так и в обратном направлениях, тем самым осуществлять точные и высокоскоростные реверсивные движения.

Может сложиться впечатление, что электромеханика всегда предпочтительнее гидравлики, но это не совсем так. Основная цель — показать, что появилась истинная альтернатива гидравлике для все большего числа применений с технической и экономической точек зрения.

До сих пор не осознаны потенциальные преимущества электромеханических систем. Например, линейная электромеханика способна работать на скоростях до $1,5 \text{ м/с}$ силами до 180 кН и иметь ход штока до $1,2 \text{ м}$ с точностью позиционирования единицы микрон. Компактные

размеры электромеханических линейных моторов зачастую удивляют своей миниатюрностью.

Задачи управления и позиционирования решаются эффективно для электромеханических систем, так как требуются совершенно стандартные сервоусилители (преобразователи частоты) невысокой стоимости из-за высокой конкуренции на рынке и серийного производства. Программировать профиль движения и настраивать сервоусилитель значительно проще, так как работать необходимо с программами, а не с жидкостями.

Не в пример гидравлическим системам, в электромеханике точность и мгновенный отклик достигаются при первом включении, т.е. при первой подаче электрического сигнала. Например, на производстве пластмассовых изделий при включении гидравлического термопласт-автомата первая группа изделий будет бракованной. При использовании линейной электромеханики при первом же включении начнут производиться изделия требуемого качества.

Одним из важных преимуществ гидравлики является возможность демпфировать большие перегрузки. В случае если ковш экскаватора уперся в твердую горную породу, свойство гидравлической системы — сразу же почувствовать изменение давления и предохранить ковш от поломки. Эта задача, традиционно считавшаяся сложной для электромеханики, в настоящее время с развитием высокоскоростной электроники и снижением ее стоимости не представляет никакой сложности.

Постановка задачи и определение исходных данных. *Расчет клинового механизма.* Тормозная колодка имеет скошенную под углом α поверхность, которая опирается на тела качения (рисунок). Нажимной механизм действует на тормозную колодку с силой F_m . Сила торможения F_b , образующаяся в контакте тормозного диска с тормозной колодкой, превосходит по модулю силу управления F_m благодаря клиновому механизму.

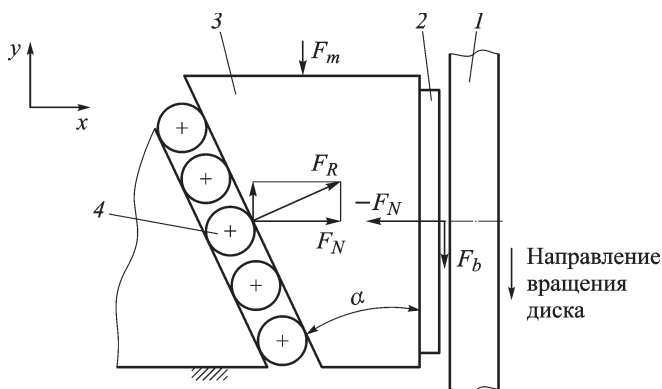


Схема клинового тормоза:

1 и 2 — тормозные диск и колодка; 3 — клин; 4 — опоры клина

Установим зависимость F_m от F_b .

Уравнения равновесия клина имеют вид

$$F_N - F_R \cos \alpha = 0; \quad (1)$$

$$F_b + F_m - F_R \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

где F_R — нормальная сила между клином и опорами;

$$F_b = F_N \mu,$$

F_N — нормальная сила действия колодки на тормозной диск; μ — коэффициент трения между колодкой и диском. Запишем следующую формулу:

$$\frac{F_b}{\mu \cos \alpha} = F_R.$$

Из уравнения (2) получим

$$F_m = F_b \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{\mu}.$$

Запишем следующее соотношение:

$$\frac{F_b}{F_m} = \frac{2\mu}{\operatorname{tg} \alpha - \mu}; \quad (3)$$

множитель 2 в числителе появился из-за наличия двух поверхностей трения на тормозном диске.

Из выражения (3) следует, что для создания силы торможения нужна сила F_m , направленная в сторону вращения диска.

Для оптимальной работы тормоза необходимо чтобы управляющая сила F_m была минимальной. С точки зрения управления эта зона может восприниматься как зона нейтральной устойчивости, так как любое малое воздействие на положение клина будет вызывать его перемещение (и вызывать соответствующий тормозной момент).

Из выражения (3) запишем

$$F_m = F_b \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{2\mu}. \quad (4)$$

Расчет управляющей силы F_m тормоза автомобиля. Исходные данные: $M = 1000$ кг — масса автомобиля; $\alpha = 19,4^\circ$ — угол наклона клиновой поверхности (см. рисунок; значение выбрано как оптимальное по данным испытаний компании Siemens [1]); $\mu = 0,25 \dots 0,55$ — коэффициент трения между тормозным диском и колодкой (диапазон возможных значений коэффициента трения также выбран по данным испытаний компании Siemens [1]); $R = 0,313$ м — радиус колеса автомобиля размерности 205/60R15, где 205 — ширина колеса, мм; 60 — высота шины в процентах от ширины; 15 — посадочный радиус шины

в дюймах; $r = 0,106$ м — расчетный радиус приложения тормозной силы; $\mu_d = 1$ — коэффициент сцепления шины с дорогой (максимальный на обычных дорогах зависит от формы протектора, марки резины шины и состояния покрытия дороги); $k = 0,375$ — коэффициент, показывающий, какая часть массы автомобиля приходится на переднее колесо при экстренном торможении на ровной поверхности дороги (вычислен используя уравнения механики при $\mu_d = 1$).

Расчет. $F_T = M g k$ — сила тяжести автомобиля, воспринимаемая передним колесом, где g — ускорение свободного падения; $F_{тр} = F_T \mu_d = M g k \mu_d$ — максимально возможная сила трения, развиваемая в пятне контакта переднего колеса с дорогой; $F_b = F_{тр} \frac{R}{r} = 1,5 \frac{M g k \mu_d R}{r}$ — максимально возможная окружная сила трения на тормозном диске (множитель 1,5 вводится как запас для антиблокировочной системы, учитывающий инерцию колеса).

После подстановки исходных данных получаем $F_b = 16\,600$ Н.

Определяем силу привода, используя выражение (4) для минимального и максимального коэффициентов трения:

$$F_{m1} = F_b \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_{\min}}{2\mu_{\min}} = 16600 \frac{\operatorname{tg} 19,4^\circ - 0,25}{2 \cdot 0,25} = 3400 \text{ Н};$$

$$F_{m2} = F_b \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_{\max}}{2\mu_{\max}} = 16600 \frac{\operatorname{tg} 19,4^\circ - 0,55}{2 \cdot 0,55} = -3000 \text{ Н}.$$

Очевидно, что максимальная сила привода $F_m = 3400$ Н необходима при минимальном значении коэффициента трения $\mu = 0,25$.

Как видно из расчета, управляющая сила может принимать как положительное, так и отрицательное значения. При отрицательном значении управляющей силы для создания требуемой тормозной силы, тормозной клин необходимо вытягивать в сторону, противоположную вращению тормозного диска.

Выбор электродвигателя и планетарного роликовинтового механизма (ПРВМ). Привод состоит из двигателя постоянного тока и ПРВМ. Исходные данные: 1 мм/об — подача ПРВМ; 2 мм — суммарный начальный зазор в механизме по нормали к рабочим поверхностям колодки и диска; нормальному перемещению приводного клина соответствует определенное продольное перемещение клина, обеспечиваемое приводом, равное $\frac{2}{\sin \alpha} = 6$ мм; нормальный зазор 2 мм необходимо выбрать за 0,1 с, т.е. клин должен преодолеть расстояние 6 мм за 0,1 с, соответственно он должен двигаться со скоростью 60 мм/с; при известной подаче ПРВМ, необходимая частота вращения без нагрузки после планетарной передачи должна составлять 60 об/с или 3600 об/мин; $\eta = 0,65$ — КПД ролико-винтовой передачи [2].

Расчет требуемого крутящего момента двигателя проводим, исходя из равенства мощностей (с учетом потерь) до ПРВМ и после него:

$$\eta M_{\text{кр}} \omega = F_m V,$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент электродвигателя, Н·м; ω — частота вращения двигателя без нагрузки, рад/с; v — поступательная скорость движения гайки роликовинтовой передачи, м/с. Отсюда,

$$M_{\text{кр}} = \frac{F_m V}{\eta \omega} = \frac{3400 \cdot 0,060}{0,65 \cdot 60 \cdot 2\pi} = 0,84 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Воспользуемся следующими данными для подбора двигателя: $M_{\text{кр}} = 0,84 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — крутящий момент двигателя; $\omega = 3600 \text{ об/мин}$ — частота вращения двигателя без нагрузки (частота под нагрузкой требуется на порядок меньше).

Планетарный роликовинтовой механизм выбираем, исходя из динамической грузоподъемности (из каталога) и максимальной осевой силы привода. Напрямую эти параметры сравнивать нельзя, так как критерием выхода из строя ПРВМ является не износ, а усталостное выкрашивание. Необходимо использовать таблицы пересчета.

Выводы. Известно, что за последние несколько лет стоимость электроэнергии существенно выросла и продолжает расти. В связи с этим появляются дополнительные преимущества в пользу электромеханики. Для работы гидравлической системы требуется электроснабжение для насоса, создающего давление в гидравлической системе, которое преобразуется в движение с помощью гидравлического цилиндра. Во многих случаях давление в системе должно быть избыточно на случай возникновения пиковых нагрузок, а в случае протечек насос работает непрерывно. Линейные сервомоторы как стандартные электродвигатели, наоборот, с точки зрения энергосбережения отличаются очень высокой эффективностью. Как только меняется нагрузка, потребляемый ток мгновенно изменяется пропорционально нагрузке. В том случае, если шток не изменяет положения под нагрузкой, потребленные электроэнергии можно свести к минимуму за счет использования электромагнитного тормоза, который позволит удерживать заданную силу в определенном положении.

В качестве заключения можно сказать, что линейные сервомоторы все чаще становятся альтернативой гидравлическим и иногда пневматическим системам с точки зрения технических возможностей и финансовой привлекательности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hartmann H., Schautt M., Pascucci A., Gombert B. Brake — the mechatronic wedge brake // SAE Paper 2002-01-2582. — 6 p.



Василий Александрович Иванов родился в 1984 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2007 г. Ассистент кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор двух научных работ в области автомобилестроения.

V.A. Ivanov (b. 1984) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2007. Assistant lecturer of “Vacuum and Compressor Technology” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 2 publications in the field of automobile industry.

ЖУРНАЛ “ВЕСТНИК МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА имени Н.Э. БАУМАНА”

В журнале публикуются наиболее значимые результаты фундаментальных и прикладных исследований и совместных разработок, выполненных в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других научных и промышленных организациях.

Журнал “Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана” в соответствии с постановлением Высшей аттестационной комиссии Федерального агентства по образованию Российской Федерации включен в перечень периодических и научно-технических изданий, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.

Подписку на журнал “Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана” можно оформить через агентство “Роспечать”.

Подписывайтесь и публикуйтесь!

Подписка по каталогу “Газеты, журналы” агентства “Роспечать”

Индекс	Наименование серии	Объем выпуска	Подписная цена (руб.)	
		Полугодие	3 мес.	6 мес.
72781	“Машиностроение”	2	250	500
72783	“Приборостроение”	2	250	500
79982	“Естественные науки”	2	250	500

Адрес редакции журнала “Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана”:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Тел.: (499) 263-62-60; 263-60-45.

Факс: (499) 261-45-97.

E-mail: press@bmstu.ru