

ЛИТЕРАТУРА

1. A p e t a u r M., Š a l a m o u n Ā. Motorá vozidla. II. — Praha, 1979. 2. Ц и т о - в и ч И.С., А л ь г и н В.Б. Динамика автомобиля. — Мн., 1981. 3. Влияние амплитудных частотных характеристик машинно-тракторного агрегата на нагружение трансмиссии / Л.А.Молибошко, А.А.Рожанский, К.Т.Беляк и др. // Экспресс-информ. Методы и организация испытаний сельскохозяйств. техники. — М., 1974. — № 6. — с. 1—7.

УДК 629.113-578-523.8

С.Г.СТАСКЕВИЧ, И.И.ЛЕПЕШКО

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО СЦЕПЛЕНИЯ С САМОУСИЛЕНИЕМ

В связи с применением бортовых ЭВМ в системах автоматического управления ступенчатой механической трансмиссией автомобиля появилась необходимость разработки новых конструкций механизмов управления сцеплением, коробкой передач и двигателем, использующих общий энергоноситель — электрический ток. При этом электрическая энергия должна использоваться и для выполнения работы по перемещению исполнительных органов.

На автомобиле, оборудованном ЭВМ, целесообразно применять электромагнитное сцепление, как наиболее полно удовлетворяющее требованиям автоматизации по типу привода и по быстродействию. Можно в два раза и более уменьшить требуемую мощность электромагнита по сравнению с известными конструкциями, если использовать передаваемый сцеплением момент для дополнительного сжатия поверхностей трения. Введение в конструкцию обратной связи повышает также плавность включения сцепления и способствует снижению максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля [1].

На рис. 1 изображена расчетная схема электромеханического сцепления с шариковым усилителем. Сцепление содержит ведущий 1, ведомый 2 и нажимной 3 диски. Сердечник электромагнита 8 связан с ведущим диском, а якорь 9 — с нажимным. Последний установлен в специальном подшипнике с винтовыми канавками на сопряженных поверхностях внутренней 7 и наружной 4 обойм, в которых расположены шарики 5, удерживаемые сепаратором 6. Направление винтовых канавок противоположно направлению вращения двигателя. На схеме приняты обозначения: r_m — средний радиус трения, r_y — радиус установки усилителя, δ — воздушный зазор между сердечником и якорем при включенном сцеплении.

Задачей проектного расчета является выбор параметров механической и электрической частей сцепления, удовлетворяющих функциональным требованиям.

Сцепление с самоусилением работает по принципу замкнутых систем автоматического регулирования с положительной обратной связью, где объектом регулирования является ведомый диск, а нажимной диск воспринимает часть передаваемого момента M и преобразует его в дополнительное нажим-

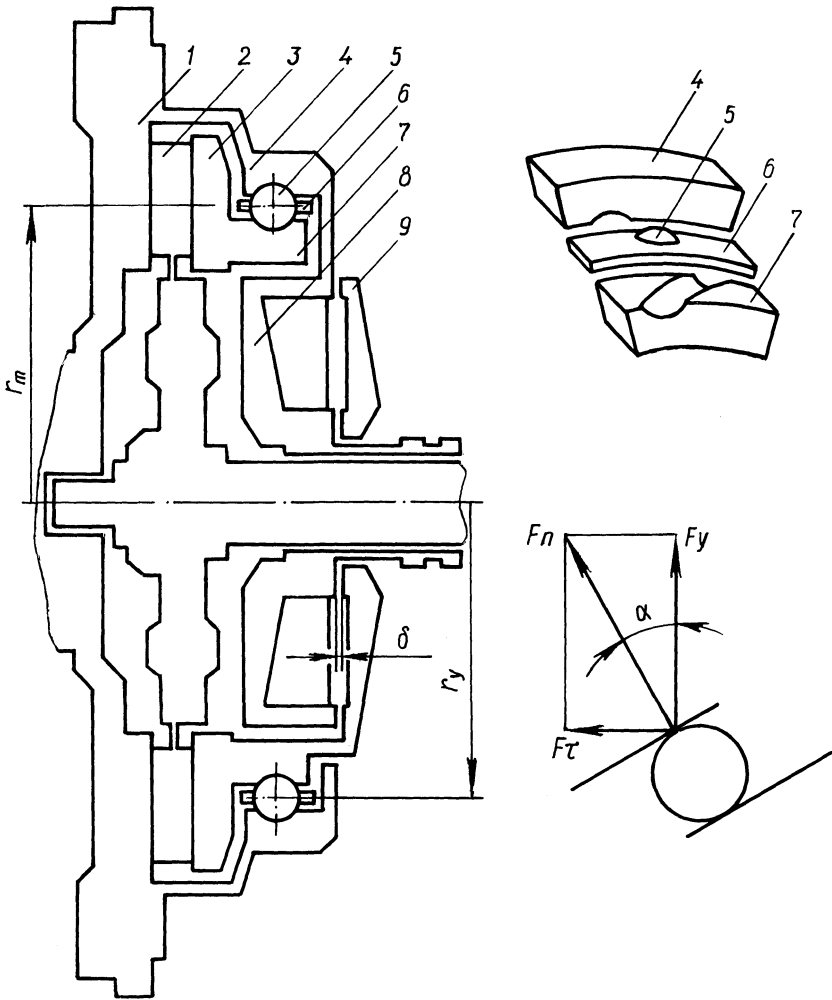


Рис. 1. Расчетная схема электромеханического сцепления с шариковым усилителем

ное усилие F_y , которое складывается с усилием F_0 начального сжатия поверхности трения.

Результирующее нажимное усилие F_n в общем случае определяется по уравнению

$$F_n = F_0 + M \frac{i \operatorname{ctg} \alpha}{Z_1 r_y}, \quad (1)$$

а при передаче предельного момента

$$F_{n \max} = \frac{F_0}{1 - \mu(r_m/r_y) \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (2)$$

Максимальный момент трения сцепления

$$M_{\mu\max} = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{1 - \mu i (r_m / r_y) \operatorname{ctg} a} .$$

По уравнениям (1) и (2) определяются коэффициенты запаса сцепления: при максимальном моменте двигателя

$$\beta_e = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{M_e} + \mu \frac{r_m}{r_y} \operatorname{ctg} a; \quad (3)$$

при максимальном моменте трения

$$\beta_\mu = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{M_e [1 - \mu i (r_m / r_y) \operatorname{ctg} a]} , \quad (4)$$

где μ — коэффициент трения; Z_1 — количество поверхностей трения; i — количество поверхностей трения, используемых для самоусиления; a — угол подъема направляющих усилителя; M_e — максимальный момент двигателя.

Угол a должен быть меньше предельного, при котором происходит заклинивание механизма, следовательно,

$$a \geq \arctg [(r_m / r_y) \mu] . \quad (5)$$

Обычно $i = 1$, а для предварительного расчета можно принимать $r_m \approx r_y$, тогда $a \approx \arctg \mu$. Практически a находится в пределах $20^\circ \dots 30^\circ$.

Необходимая сила тяги электромагнита F_0 определяется из уравнений (3) или (4). Если техническим заданием не предусматривается значительный коэффициент запаса сцепления, достаточно принимать $\beta_e = 1,15 \dots 1,25$.

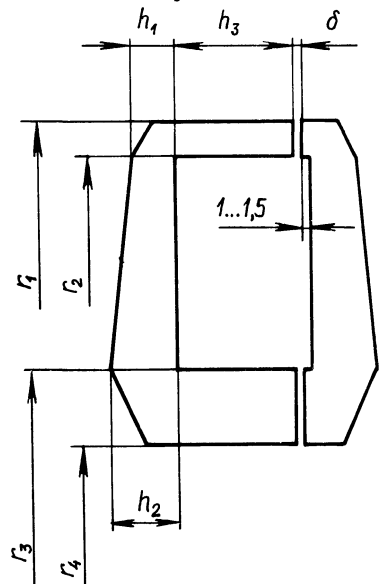


Рис. 2. Расчетная схема магнитопровода

Сцепления подобного типа большую часть времени работают при пониженных давлениях, поскольку нажимное усилие достигает максимального значения только при передаче предельного момента. При этом максимальное давление на фрикционные накладки

$$p = \frac{4M_e \beta_\mu}{\pi(D^2 - d^2)\mu r_m Z_1} \leq [p].$$

При расчете электрической части сцепления определяются размеры сечения магнитопровода, параметры обмоток и выходные характеристики электромагнита. Расчетная схема магнитопровода изображена на рис. 2. Необходимо помнить, что катушка меньшего диаметра при одинаковом количестве витков дает значительную экономию медного провода. Для наилучшего использования материала плотность магнитного потока B нужно выбирать из условия равенства магнитной проводимости в стальной и воздушной частях магнитопровода. По выбранному значению B определяется площадь сечения магнитопровода S и необходимое число ампер-витков катушки возбуждения IW . Задача может быть решена методом последовательных приближений.

Рекомендации по выбору оптимального значения B в зависимости от воздушного зазора δ и тягового усилия F_0 , а также подробная методика расчета электромагнита автомобильного сцепления приведены в работе [2].

Однако определение размеров сечения магнитопровода в зависимости от принимаемого среднего радиуса катушки возбуждения, рекомендуемое в данной методике, не совсем удобно. Обычно внутренний r_4 и наружный r_1 радиусы катушки назначаются при компоновке узла с учетом размещения первичного вала коробки передач и шарикового усилителя. Остальные размеры выбираются с учетом постоянства расчетного сечения S :

$$r_2 = (r_1^2 - S/\pi)^{1/2}; \quad r_3 = (r_4^2 + S/\pi)^{1/2};$$

$$h_1 = S/(2\pi r_2); \quad h_2 = S/(2\pi r_3).$$

Минимальная ширина окна под обмотку определяется из условия заданной температуры нагрева катушки по уравнению

$$h_3 = \frac{r_2 - r_3}{2} \left(\sqrt{\frac{2(IW)^2 k_r \rho_{20}}{\Delta t k_0 \sigma (r_2 - r_3)} + 1} - 1 \right), \quad (6)$$

где k_r — температурный коэффициент; ρ_{20} — удельное сопротивление медного провода при 20 °С; Δt — заданная температура нагрева; k_0 — коэффициент теплоотдачи; σ — коэффициент заполнения катушки.

Численные значения величин, входящих в уравнение (6), приведены в работе [2].

Поскольку сила тяги электромагнита резко падает с увеличением воздушного зазора δ , необходимо производить проверку на возможность включения сцепления, когда зазор между сердечником и якорем увеличивается на

один ход нажимного диска. Развиваемое при этом усилие должно превышать усилие возвратных пружин. Для двухдискового сцепления это условие может оказаться определяющим при расчете электромагнита.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л е п ш к о И.И. Влияние сцепления с самоусилением на динамическую нагруженность трансмиссии. — Мн., 1983 Деп. в БелНИИНТИ 29.03.83, № 583 Бе-Д83.
2. П е т р о в В.А. Автоматические сцепления автомобилей. — М., 1961.

УДК 629.113-592.52

Ф.К.КРАВЕЦ

ВЛИЯНИЕ НАДДУВА ВОЗДУХА НА ПОДАЧУ КОМПРЕССОРА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ

Для эффективной и надежной работы многоконтурных пневматических тормозных систем транспортных средств в процессе эксплуатации требуется сравнительно большой запас сжатого воздуха, который обеспечивается питающей частью пневмосистемы. Существенным недостатком питающей части современных пневматических систем большегрузных автомобилей и автопоездов является низкая подача компрессора, что не всегда позволяет использовать его на различных транспортных средствах, особенно на таких, где установлено большое количество потребителей сжатого воздуха или тормозной привод оснащен автоматической противоблокировочной системой. Кроме того, низкая подача компрессора отрицательно сказывается на готовности транспортного средства к движению, что особенно важно для специальных автомобилей. Изготовление при этом разнотипных компрессоров, отличающихся подачей для различных модификаций автомобилей и автопоездов, считается экономически нецелесообразным.

Одним из перспективных направлений совершенствования питающей части является повышение давления на входе в компрессор (использование надува воздуха), что позволяет повысить его подачу без изменения конструктивных параметров. Применение турбонадува воздуха, как отмечается в работе [1], позволяет уменьшить размеры компрессора, а также снизить мощность, необходимую для его привода.

В Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института проведено экспериментальное исследование влияния давления на входе в компрессор на продолжительность наполнения ресиверов питающей части пневматической тормозной системы автомобилей типа МАЗ. Исследования проводились на специальном стенде [2], предназначенном для испытания пневматических тормозных систем. Принципиальная схема пневматической системы и измерительно-регистрирующей аппаратуры показана на рис. 1.

Пневмосистема стационарной компрессорной установки включает фильтр 1, компрессор 2, регулятор давления 3, обратный клапан 4, ресивер 5, предохранительный клапан 6 и манометр 7, а питающая часть пневматической системы автомобиля — компрессор 8, предохранительный клапан 9, регулятор