

дований, фрикционные характеристики элементов трения. Так, время нарастания динамического момента на валу до пиковых значений зависит от загрузки автомобиля.

Таким образом, испытания ГМП подтвердили возможность переключения передач при одновременной работе фрикционов. В ряде случаев отмечается улучшение качества переходных процессов даже при работе серийной системы управления ГМП. Направлениями совершенствования многовальных трансмиссий являются выбор моментов времени срабатывания электромагнитов в зависимости от номера ступени и задержки включения того или иного фрикциона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б. Динамическая и тепловая нагруженность элементов трансмиссии с тремя степенями свободы при включении передач автомобиля // Вестн. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — § 1. — С. 75—81. 2. Динамика многовальных ГМКП транспортных машин в условиях одновременного включения фрикционов / В. Я. Корейво, А.М.Марьянков, А.Ф.Митяев, С.Б. Самарцев // Второе всесоюз. научно-техн. совещание "Динамика и прочность автомобиля". — М., 1986. — С. 145—146. 3. Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Энергонагруженность трансмиссий с многовальными ГМП // Автомоб. пром-сть. — 1987. — № 12. — С. 17—18.

УДК 629.113-597.5

НГУЕН ВАН БАНГ, П.Р.БАРТОШ

К РАСЧЕТУ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

С каждым годом увеличивается выпуск автомобилей, растет интенсивность транспортных потоков. Безопасность их движения обеспечивается повышением эффективности действия тормозных систем транспортных средств. Так как большегрузные автомобили-самосвалы работают на сравнительно коротких участках дорог с большими уклонами, циклы торможение — оттормаживание повторяются часто. Такой режим работы тормозных систем связан со значительным расходом сжатого воздуха из ресиверов, что в ряде случаев отрицательно сказывается на эффективности торможения автомобиля. Поэтому вопросы исследования питающей части тормозных систем большегрузных автомобилей-самосвалов весьма актуальны. Без соответствующего математического моделирования переходных процессов, протекающих в этих системах, сложно проводить исследование и выбор параметров тормозной системы.

На рис. 1 приведена расчетная схема пневматической тормозной системы большегрузного автомобиля-самосвала. В контуре привода тормозов переднего моста включен клапан ограничения давления 13, а в контуре привода тормозов заднего — ускорительный клапан 11, синхронизирующие работу тормозной системы. Математическое моделирование питающей части производится во взаимосвязи с математическим описанием тормозного привода, так как расход сжатого воздуха при торможении зависит в основном от режима работы привода. Кроме того, в модели учитываются подача компрессора, объем

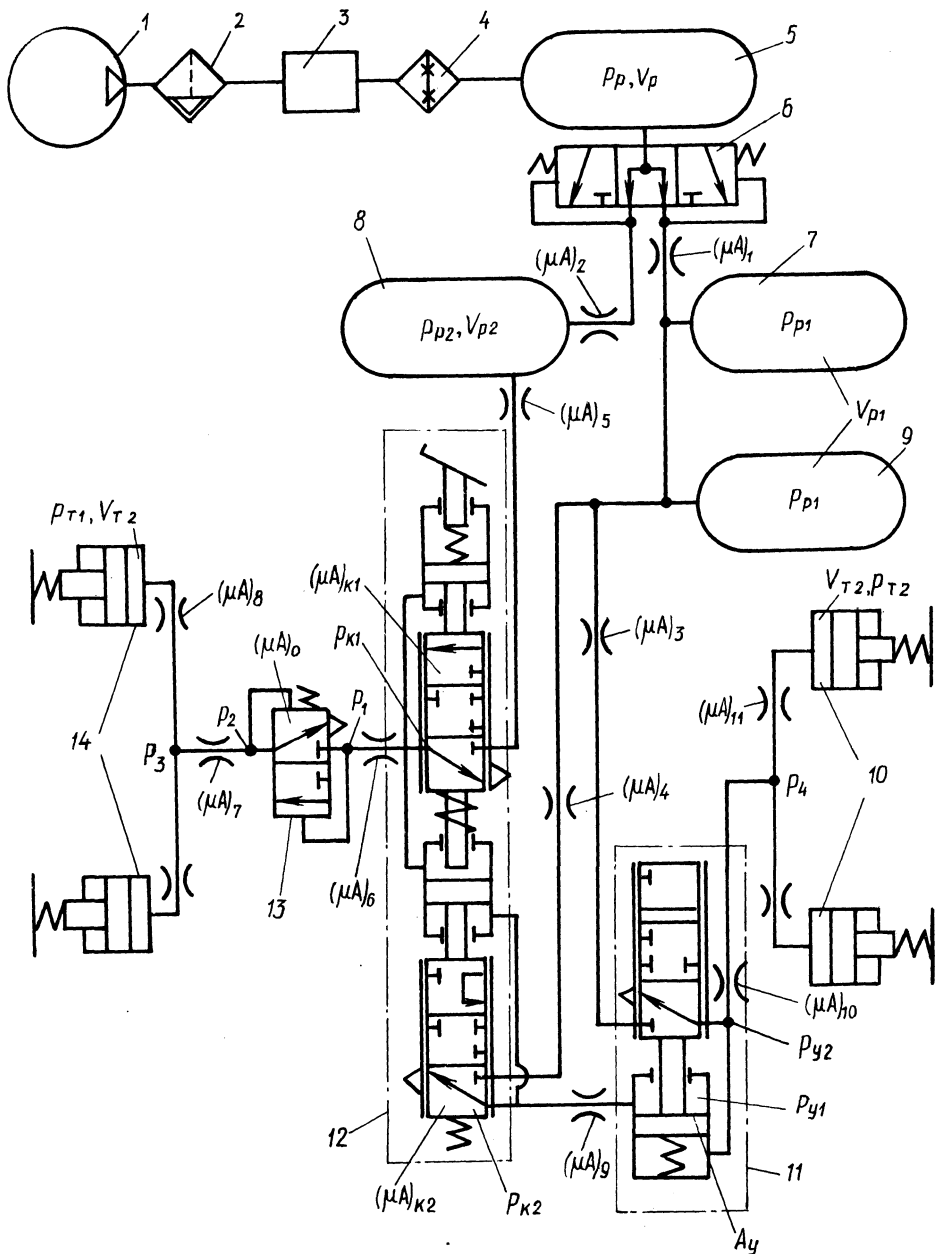


Рис. 1. Расчетная схема пневматической тормозной системы автомобиля-самосвала: 1 — компрессор; 2 — фильтр- влагоотделитель; 3 — регулятор давления; 4 — противозаморазатель; 5, 7 — 9 — ресиверы; 6 — двухконтурный защитный клапан; 10, 14 — тормозные цилиндры заднего и переднего мостов автомобиля; 11 — ускорительный клапан; 12 — тормозной кран; 13 — клапан ограничения давления

ресиверов и зона нечувствительности регулятора давления сжатого воздуха. Трубопроводы и клапаны являются сосредоточенными пневмосопротивлениями, температура воздуха в системе не изменяется в процессе работы, полости пневматических аппаратов (за исключением тормозных камер) имеют постоянные объемы, и давление воздуха в нагнетательной полости компрессора 1 и в ресивере 5 одинаковое. Эффективная площадь секций тормозного крана принята максимальной, что соответствует экстремному торможению.

Подача компрессора Q_k определяется по формуле [1]

$$Q_k = (\pi d^2/4) S i_{\text{ц}} (a - b p_p) n_k, \quad (1)$$

где d, S – соответственно диаметр и ход поршня компрессора; $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров компрессора; a, b – постоянные коэффициенты [2]; p_p – давление в ресивере 5; n_k – частота вращения вала компрессора, определяемая режимом работы двигателя [2].

Давление в ресиверах регулируется с помощью автоматического релейного регулятора 3, скачкообразно переключающего компрессор с режима нагрузки на холостой ход, и наоборот.

Уравнение компрессора в результате действия такого регулятора записывается в виде [2]

$$Q_k = \begin{cases} 0 & \text{при } p_p > p_{\min} \\ Q_k(p_p, n_k) & \text{при } p_p \leq p_{\min} \end{cases} \left. \vphantom{Q_k} \right\} \text{при } \frac{dp_p}{d\tau} < 0, \quad (2)$$

$$Q_k = \begin{cases} Q_k(p_p, n_k) & \text{при } p_p < p_{\max} \\ 0 & \text{при } p_p \geq p_{\max} \end{cases} \left. \vphantom{Q_k} \right\} \text{при } \frac{dp_p}{d\tau} > 0,$$

где p_{\max}, p_{\min} – максимальное и минимальное давления.

Область давлений в регуляторе между p_{\max} и p_{\min} является зоной нечувствительности релейного регулятора.

Переходные процессы в ресиверах питающей части описываются с помощью гиперболической газодинамической функции расхода и закона узлов [3]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_p &= [kQ_k p_p - N(Y_1 + Y_2)] / V_p; \\ N &= kK_1 v_{\text{кр}}; \\ \dot{p}_{p1} &= N(Y_1 - Y_3) / V_{p1}; \\ \dot{p}_{p2} &= N(Y_2 - Y_4) / V_{p2}; \\ Y_1 &= (\mu A)_1 p_p \frac{p_p - p_{p1}}{B p_p - p_{p1}}; \quad Y_2 = (\mu A)_2 p_p \frac{p_p - p_{p2}}{B p_p - p_{p2}}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$Y_3 = (\mu A)_{n1} \rho_{p1} \frac{\rho_{p1} - \rho_{k2}}{\rho_{p1} - \rho_{k2}}; \quad Y_4 = (\mu A)_{n2} \rho_{p2} \frac{\rho_{p2} - \rho_{k1}}{B \rho_{p2} - \rho_{k1}}; \left. \begin{aligned} (\mu A)_{n1} &= \frac{(\mu A)_4 (\mu A)_{k2}}{\sqrt{(\mu A)_4^2 + (\mu A)_{k2}^2}}; \quad (\mu A)_{n2} = \frac{(\mu A)_5 (\mu A)_{k1}}{\sqrt{(\mu A)_5^2 + (\mu A)_{k1}^2}}. \end{aligned} \right\}$$

Уравнения, описывающие привод тормозов передней оси автомобиля, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\rho}_{k1} &= N(Y_4 - Y_5)/V_{k1}; \quad \dot{\rho}_1 = N(Y_5 - Y_6)/V_1; \\ \dot{\rho}_2 &= N(Y_6 - Y_7)/V_2; \quad \dot{\rho}_3 = N(Y_7 - 2Y_8)/V_3; \\ \dot{\rho}_{T1} &= NY_8/V_{T1}; \\ Y_5 &= (\mu A)_6 \rho_{k1} \frac{\rho_{k1} - \rho_1}{B \rho_{k1} - \rho_1}; \quad Y_6 = (\mu A)_0 \rho_1 \frac{\rho_1 - \rho_2}{B \rho_1 - \rho_2}; \\ Y_7 &= (\mu A)_7 \rho_2 \frac{\rho_2 - \rho_3}{B \rho_2 - \rho_3}; \quad Y_8 = (\mu A)_8 \rho_3 \frac{\rho_3 - \rho_{T1}}{B \rho_3 - \rho_{T1}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ход поршня i -го тормозного цилиндра ($i = 1, 2$)

$$z = \rho_{Ti} A_{ni} / c_i, \quad (5)$$

а объем тормозной камеры

$$\left. \begin{aligned} V_{Ti} &= V'_{Ti} = V_{0i} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho_{Ti} < \rho'_{Ti}; \\ V_{Ti} &= V''_{Ti} = V'_{Ti} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho'_{Ti} \leq \rho_{Ti} \leq \rho''_{Ti}; \\ V_{Ti} &= V''_{Ti} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho''_{Ti} \leq \rho_{Ti} < \rho_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где ρ_{Ti} — давление в рабочей полости тормозного цилиндра; A_{ni} , V_{0i} — соответственно площадь поршня и начальный объем цилиндра; c_i — жесткость механизма; ρ'_{Ti} , ρ''_{Ti} — давления в тормозной камере, при которых жесткость изменяется.

Характерной особенностью привода тормозов переднего моста является наличие клапана ограничения давления 13, с помощью которого при $\rho_1 \leq 0,45$ МПа обеспечивается соотношение $\rho_2/\rho_1 = 0,52$, а при $\rho_1 > 0,45$ МПа — $\rho_2/\rho_1 = 1,6$. Поэтому при расчете переходных характеристик по уравнениям (4) необходимо изменять $(\mu A)_0$, чтобы соблюдались указанные соотношения ρ_1/ρ_2 .

Переходные процессы в приводе тормозов заднего моста, оснащенного ускорительным клапаном 11, описываются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{p}_{к2} &= \frac{N}{V_{к2}} \left[(\mu A)_{п1} p_{p1} \frac{p_{p1} - p_{к2}}{B p_{p1} - p_{к2}} - (\mu A)_9 p_{к2} \frac{p_{к2} - p_{y1}}{B p_{к2} - p_{y1}} \right]; \\
 p_{y2} &= (p_{y1} A_y - F_c) / A_y; \\
 \dot{p}_4 &= \frac{N}{V_4} \left[(\mu A)_{10} p_{y2} \frac{p_{y2} - p_4}{B p_{y2} - p_4} - 2(\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}} \right]; \\
 \dot{p}_{T2} &= \frac{N}{V_{T2}} (\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}}.
 \end{aligned} \right\} (7)$$

В уравнениях (3), (4), (7) приняты следующие обозначения: k – показатель адиабаты: $k = 1,4$; V_p, V_{p1}, V_{p2} – объемы соответственно ресиверов 5, 7 и 8; $K_1 = 0,654$; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха; p_{p1}, p_{p2} – давление в ресиверах 7, 8; $(\mu A)_i$ – эффективная площадь i -го трубопровода ($i = 1, 2, \dots, 11$); $B = 1,13$; V_i – объем i -го узла; $p_{к1}, p_{к2}$ – давления в секциях тормозного крана 12; p_{T1}, p_{T2} – давления в рабочих полостях тормозного цилиндра; $(\mu A)_{к1}, (\mu A)_{к2}$ – эффективные площади секций тормозного крана; p_{y1}, p_{y2} – давления в управляющей полости ускорительного клапана и на его выходе; F_c – сила, препятствующая перемещению поршня клапана 11; A_y – площадь следящего поршня.

Разработанная модель позволяет рассчитывать переходные процессы пневмосистемы, оценивать расход сжатого воздуха при падении давления и выбирать необходимые конструктивные параметры питающей части тормозной системы автомобиля-самосвала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Кравец Ф.К. Определение подачи компрессора противоблокировочной тормозной системы автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – Мн., 1987. – Вып. 2. – С. 34–39.
2. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П., К и ш к е в и ч П.Н. Динамика питающей части пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ // Автотракторостроение. – Мн., 1979. – Вып. 12. – С. 102–106.
3. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980.

УДК 629.114.4

В.В.КАПУСТИН, В.А.КОРОЛЬКЕВИЧ,
Б.И.ГРАМЕНИЦКИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЕЙ БелАЗ

Гидравлические приводы все шире применяются в системах управления автомобилями. Для обеспечения их надежности необходимо особое внимание уделять улучшению режима работы трубопроводной части. Так, на гидравли-