

ры ИМ на стадии проектирования в зависимости от параметров коробки передач и синхронизаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. — М.: Машиностроение, 1967. — 198 с. 2. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. К вопросу выбора типа исполнительного механизма для системы переключения механической ступенчатой коробки передач. — Минск, 1982. — 10 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.10.1983, № 530 Бе-Д83. 3. Недялков А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Тр. НАМИ. 1965. — Вып. 72. — С. 135–190. 4. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. Моделирование работы пневматических исполнительных механизмов механических ступенчатых коробок передач. — Минск, 1982. — 13 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.01.1983, № 531 Бе-Д83.

УДК 629.113-592,52

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн. наук,
П.Р. БАРТОШ, канд. техн. наук,
Ф.К. КРАВЕЦ, канд. техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА ПРОТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Пневмопривод противоблокировочной тормозной системы (ПБС) в процессе торможения работает в циклическом режиме, что приводит к увеличению расхода сжатого воздуха по сравнению с торможением без применения ПБС. Подача серийного компрессора, удовлетворяющая нормативным требованиям [1] по времени заполнения пневмосистемы сжатым воздухом, оказывается недостаточной для обеспечения необходимого давления в ресиверах при работе ПБС. В связи с этим возникла необходимость в разработке методики определения подачи и выбора конструктивных параметров компрессора при оснащении пневматического тормозного привода ПБС. Выбор подачи компрессора в этом случае целесообразно проводить по динамическим характеристикам питающей части с учетом условий работы тормозного привода в процессе эксплуатации.

Объемная подача воздуха в ресивер (подача компрессора $Q_{\text{пр}}$, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$) определяется рабочим объемом $V_{\text{раб}}$, коэффициентом подачи η_V и частотой вращения вала n_k компрессора [2]:

$$Q_{\text{пр}} = V_{\text{раб}} \eta_V n_k. \quad (1)$$

Рабочий объем компрессора (м^3):

$$V_{\text{раб}} = \frac{\pi d^2}{4} S i_{\text{ц}} = V_{\text{ц}} i_{\text{ц}},$$

где d и S — диаметр и ход поршня компрессора, м; $i_{\text{ц}}$ — число цилиндров компрессора; $V_{\text{ц}}$ — рабочий объем цилиндра, м^3 .

Коэффициент подачи η_V представляет собой отношение действительной подачи воздуха в ресивер к теоретической:

$$\eta_V = a - b p_{\text{рес}},$$

где a, b – постоянные коэффициенты; $p_{\text{рес}}$ – давление в ресивере.

Используя формулу (1), можно определить необходимую подачу компрессора в зависимости от требуемого времени наполнения ресиверов.

С использованием математической модели [3] проведен расчет на ЭВМ времени наполнения ресиверов тормозной системы автомобиля до давления 1,8 МПа при следующих рабочих объемах цилиндров компрессора 0,584; 0,420; 0,350; 0,215; 0,120 дм³. Для расчета принимались геометрические параметры ($d, S, i_{\text{ц}}$) серийного компрессора (500-3509015-Б1), устанавливаемого на автомобилях МАЗ. Общий объем ресиверов рабочей тормозной системы при расчетах принимался 60 дм³, частота вращения вала компрессора n_k – равной максимальной частоте вращения двигателя (261,66 с⁻¹) автомобиля МАЗ-5336.

Результаты расчета процесса наполнения ресиверов при различных рабочих объемах цилиндров компрессора приведены на рис. 1. Рассматривается абсолютное давление.

Расчеты показали, что при принятых максимальном давлении 1,8 МПа и нижнем пределе регулирования давления 1,65 МПа можно достичь времени наполнения ресиверов 360 с, предписанного нормативными требованиями [1], если использовать компрессоры с рабочим объемом цилиндров 0,584; 0,420; 0,350 и 0,215 дм³.

Проведено исследование динамики питающей части с учетом приведенных рабочих объемов цилиндров компрессоров, работы пневмопривода в циклическом режиме и реальной нагруженности тормозной системы в условиях эксплуатации автомобилей. Схема оснащения пневмопривода ПБС соответствовала установке одного модулятора на каждый мост автомобиля.

Исследования проводились с целью определения подачи компрессора, обеспечивающей номинальное давление в ресиверах 0,65 МПа при максимальной нагруженности пневмопривода с ПБС.

Под нагруженностью тормозной системы понимается частота пользования тормозами в единицу времени или на единицу пройденного пути. Наибольшее количество торможений производится при эксплуатации автомобилей и автопоездов в городских и горных условиях – 3...5 в минуту [4]. Такое же коли-

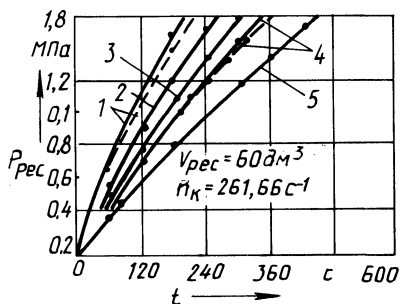


Рис. 1. Зависимость времени наполнения ресиверов тормозной системы автомобиля от рабочего объема цилиндров компрессора:

- 1 – $V_{\text{раб}} = 0,584 \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{раб}} = 420 \text{ дм}^3$;
- 3 – $V_{\text{раб}} = 0,350 \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{раб}} = 0,215 \text{ дм}^3$;
- 5 – $V_{\text{раб}} = 0,120 \text{ дм}^3$

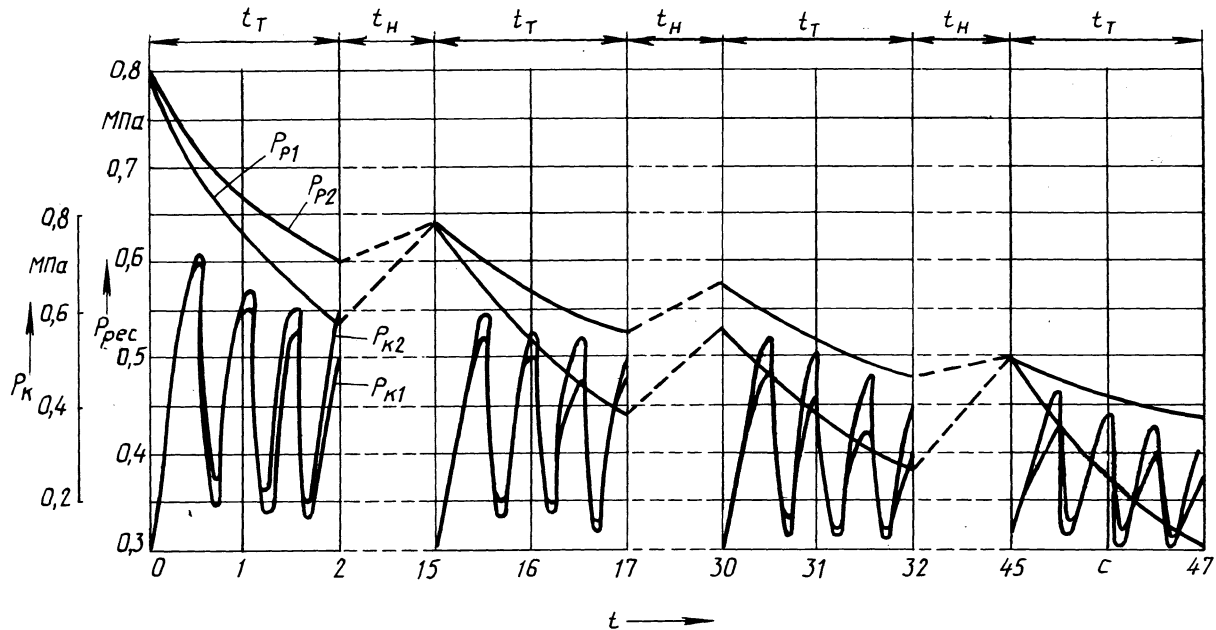


Рис. 2. Динамические характеристики противоблокировочной тормозной системы автомобиля МАЗ-5336

чество торможений выполнялось в процессе исследований питающей части при определении необходимой подачи компрессора.

На рис. 2 показаны динамические характеристики тормозной системы, полученные при условии: число торможений в минуту – 4, время одного торможения $t_T = 2$ с, время между торможениями $t_H = 13$ с, алгоритм управления модуляторами – двухфазный, частота и скважность сигнала управления модуляторами давления соответственно $f = 2$ Гц, $\tau = 0,5$, рабочий объем цилиндров компрессора – $0,215$ дм³. Объемы ресиверов принимались для переднего и заднего контуров тормозного привода равными соответственно 20 и 40 дм³. В процессе торможения частота вращения вала компрессора принималась $n_K = 52,33$ с⁻¹, что соответствует вращению вала двигателя на холостом режиме. Между торможениями частота n_K повышалась до максимальной: $n_K = 261,66$ с⁻¹; p_{p1} , $p_{к1}$ и p_{p2} , $p_{к2}$ – давление в ресиверах и тормозных камерах соответственно переднего и заднего контуров пневмопривода.

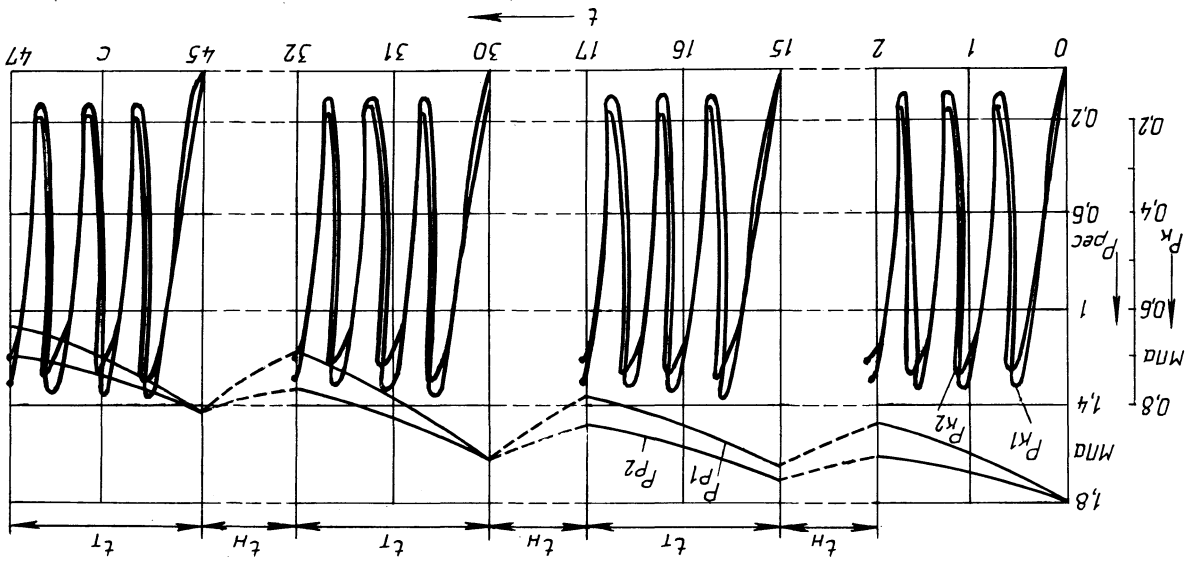
Из графиков видно, что давление в ресиверах и тормозных камерах с каждым последующим торможением существенно снижается и за время между торможениями (13 с) серийный компрессор не обеспечивает номинального давления (0,65 МПа) в пневмоприводе. Однако по времени наполнения ресиверов подача серийного компрессора с рабочим объемом цилиндров 0,215 дм³ (см. рис. 1, кривая 4) достаточна для удовлетворения нормативных требований [1].

При повышении давления в ресиверах до 1,8...2,2 МПа с последующим редуцированием его дорабочего давления 0,8...0,83 МПа запас сжатого воздуха в питающей части увеличивается в 1,7...2 раза [3] по сравнению с серийными тормозными системами (с $p_{max} = 0,8$ МПа) и давление в тормозных камерах в процессе циклического торможения поддерживается практически постоянным (0,72...0,75 МПа). Однако с повышением давления в питающей части уменьшается подача компрессора и при использовании тормозной системы с частотой 4...5 торможений в минуту первоначальный уровень повышенного давления в ресиверах снижается до рабочего давления 0,8 МПа, используемого в пневмоприводе. Это приводит к истощению питающей части и уменьшению перепада повышенного и рабочего давлений, что может оказать отрицательное влияние на качество очистки сжатого воздуха от влаги [5].

Проведенные исследования питающей части тормозной системы показали, что при общем объеме ресиверов 60 дм³ и максимальном давлении 1,8 МПа с редуцированием его до 0,8...0,83 МПа можно использовать компрессор с рабочим объемом цилиндров 0,350 дм³ (рис. 3), так как его подача по времени наполнения ресиверов удовлетворяет нормативным требованиям (см. рис. 1, кривая 3) и поддерживается практически номинальный уровень давления в ресиверах при интенсивном использовании (4...5 торможений в минуту) тормозной системы автомобиля.

Таким образом, проведенные исследования питающей части тормозной системы показали, что условия ее эксплуатации (число включений, продолжительность работы пневмопривода с ПБС) оказывают существенное влияние на расход сжатого воздуха. Поэтому необходимо учитывать эти факторы при выборе подачи компрессора.

Рис. 3. Динамические характеристики противоблокировочной тормозной системы автомобиля (максимальное давление в ресиверах пш-тающей части $p_{pec} = 1,8 \text{ МПа}$)



ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 4364–81. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств: Технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 18 с. 2. Егоров Л.В., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. – М.: Машгиз, 1958. – 234 с. 3. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1985. – 22 с. 4. Гуревич Л.В. Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации // Автомоб. пром-сть. – 1972. – № 3. – С. 20–22. 5. Blase H. Hochdruck im Nutzfahrzeugbau // Ausgabe Bremsentechnik. – 1971. – N 2. – S. 3–5.

УДК 629.113

Л.А. МОЛИБОШКО, канд. техн. наук,
Р.Р. ХОРДАН, Р.Я. ПАРМОН (БПИ)

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Один из путей повышения долговечности деталей трансмиссии автомобиля как колебательной системы – оптимизация ее динамических характеристик (частот и форм собственных колебаний амплитудно-частотных характеристик, динамичности).

Эти характеристики в значительной степени связаны между собой и могут быть заменены одной интегральной оценкой – динамичностью, под которой понимают способность системы преобразовывать приложенное к ней возмущение за счет протекающих колебательных процессов. Динамичность оценивают коэффициентами динамичности, каждый из которых равен отношению максимального момента в данном упругом звене к установившемуся входному.

При оценке динамичности трансмиссии принято, что момент трения сцепления M_c нарастает мгновенно, а пробуксовка ведущих колес и трение в системе отсутствуют. Такие допущения приводят к несколько завышенным максимальным моментам в трансмиссии по сравнению с опытными данными. Предположение о ступенчатом изменении M_c позволяет не вводить в рассмотрение привод сцепления. Время нарастания M_c до максимального зависит от типа привода и конструкции сцепления. При отсутствии усилителя в приводе оно обычно составляет 0,02 ... 0,03 с [1], что способствует значительному снижению максимального момента только в первом упругом звене.

Сцепление ведущих колес с опорной поверхностью зависит от ряда факторов: нагрузки на колеса, их конструктивного исполнения, состояния опорной поверхности и т. д. Пробуксовка колес ограничивает динамические моменты в трансмиссии. Таким образом, принятые допущения позволяют определить динамические характеристики трансмиссии без наложения на полученные результаты таких внешних факторов, как привод сцепления и сцепление ведущих колес с опорной поверхностью.

Диссипативные силы мало сказываются на максимальных моментах, что связано со скоротечностью протекания переходного процесса: максимума мо-