

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

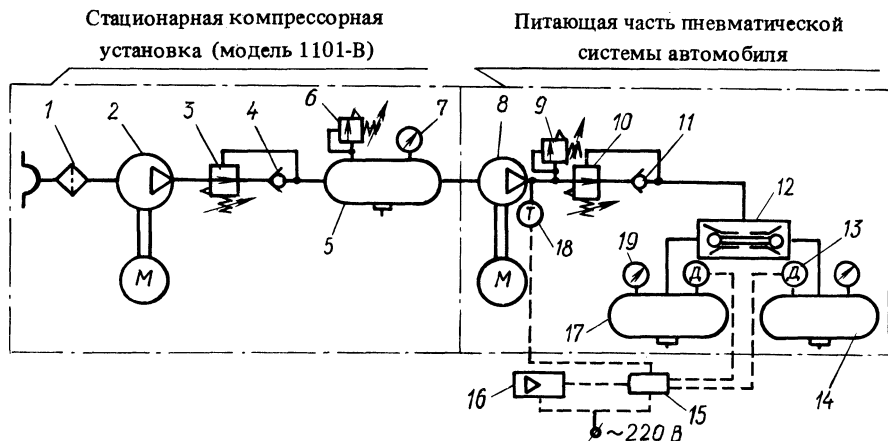


Рис.1. Принципиальная схема пневматической системы и измерительно-регистрающей аппаратуры

давления 10, обратный клапан 11, двойной защитный клапан 12, ресиверы 14, 17 отдельных контуров тормозного привода и пневмомагистрали, соединяющие указанные пневмоаппараты. К измерительно-регистрающей аппаратуре относятся манометры 7 и 19, датчики давления 13, датчик температуры 18, коммутационное устройство 15 и осциллограф 16:

При испытаниях общий объем ресиверов питающей части составлял  $60 \text{ дм}^3$ . Наполнение ресиверов воздухом осуществлялось серийным компрессором (500-3509015-Б1), устанавливаемым на автомобилях МАЗ, при постоянных частотах вращения его вала ( $8,33; 16,66; 25,0; 33,33 \text{ с}^{-1}$ ) до давления 2,1 МПа (рассматривается абсолютное давление). Увеличение рабочего давления до 2,1 МПа обусловлено повышением энергетических характеристик и уменьшением объема ресиверов пневматических тормозных систем современных автомобилей и автопоездов [3].

Компрессор 8 питающей части пневматической системы автомобиля соединялся пневмомагистралью с ресивером 5 стационарной компрессорной установки, в котором поддерживалось постоянное давление. Испытания проводились при давлении воздуха на входе в компрессор  $0,1 \dots 0,7 \text{ МПа}$ . С помощью измерительно-регистрающей аппаратуры регистрировались изменения давления в ресиверах и температура воздуха на выходе из компрессора (в нагнетательной пневмомагистрали).

На рис. 2 показано изменение продолжительности наполнения ресиверов питающей части от давления на входе в компрессор. Анализ полученных характеристик показал, что при повышении давления на входе в компрессор подача последнего значительно возрастает. Так, например, при давлении на входе в компрессор  $0,2 \text{ МПа}$  и частоте вращения вала компрессора  $8,33 \text{ с}^{-1}$  продолжительность наполнения ресиверов уменьшается в 4 раза по сравнению с тем, когда давление соответствует атмосферному ( $0,1 \text{ МПа}$ ). Подача компрессора (сокращение продолжительности наполнения ресиверов) увеличивается, особенно при повышении давления на входе в него, до  $0,4 \text{ МПа}$ . При даль-

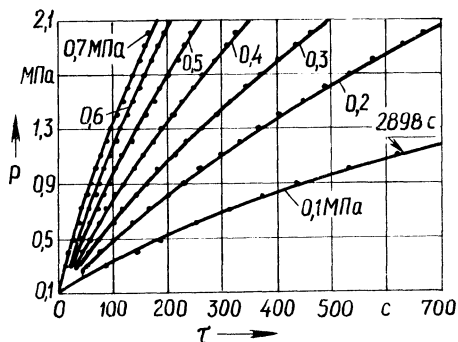


Рис. 2. Зависимость продолжительности наполнения ресиверов питающей части пневмосистемы от давления на входе в компрессор

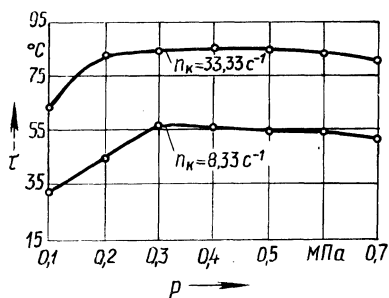


Рис. 3. Зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора от давления на его входе

нейшем повышении давления (0,4...0,7 МПа) продолжительность наполнения ресиверов уменьшается незначительно, причем это характерно при частотах вращения вала компрессора  $8,33...33,33 \text{ c}^{-1}$ .

Существенное влияние на продолжительность наполнения ресиверов питающей части пневмосистемы оказывает пропускная способность пневмомагистрали, соединяющая источник давления (ресивер 5) с компрессором. При недостаточной ее пропускной способности (малой эффективной площади проходного сечения) подача компрессора значительно снижается. Пропускная способность пневмомагистрали, обеспечивающая максимальную подачу компрессора при минимальной частоте вращения его вала, может оказаться недостаточной при максимальной частоте вращения вала. В процессе исследования установлено, что для данного типа компрессора площадь проходного сечения соединительной пневмомагистрали должна быть не менее  $1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

При исследовании динамических характеристик питающей части пневматической системы автомобиля определялись также температурные характеристики компрессора. На рис. 3 показана зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора (в нагнетательной пневмомагистрали) от давления на входе в него при наполнении ресиверов до 2,1 МПа. Анализ результатов исследования показал, что с повышением входного давления температура воздуха на выходе из компрессора увеличивается на  $20...22 \text{ }^\circ\text{C}$  по сравнению с температурой при его работе, когда воздух поступает в цилиндры под атмосферным давлением. Повышение температуры воздуха происходит при давлении на входе в компрессор  $0,1...0,3 \text{ МПа}$  (рис. 3), дальнейшее повышение давления (до 0,7 МПа) практически не влияет на изменение температуры. Это характерно при частотах вращения вала компрессора  $8,33...33,33 \text{ c}^{-1}$ . В процессе исследований установлено, что при повышении входного давления исключается попадание масла из смазочной системы компрессора в пневмосистему. Это обусловлено тем, что при тактах всасывания отсутствует разрежение в цилиндрах компрессора.

Таким образом, проведенные исследования питающей части пневматической системы автомобиля позволили установить, что применение наддува

воздуха (повышение входного давления) позволяет значительно повысить подачу компрессора без изменения его конструктивных параметров, а также улучшить качество сжатого воздуха, подаваемого в пневмосистему. Наиболее рациональное давление на входе в компрессор данного типа 0,2...0,4 МПа. При этом диапазоне давлений обеспечивается достаточно высокая подача компрессора (продолжительность наполнения ресиверов сокращается в 4...8 раз при  $n_k = 8,33 \text{ с}^{-1}$ , а также поддерживается нормальный температурный режим (80...85 °С) компрессора. Повышение давления на входе в компрессор можно обеспечить от турбонаддува двигателя внутреннего сгорания или от других источников давления.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Мидзумура Теруо. Пневматическая тормозная система. — Заявка № 59-156833, Япония. Оpubл. 06.03.84. МКИ В60К 25/04, В60Т 16/08. 2. Лешkevич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных систем грузовых автомобилей// Автотракторостроение.— Мн., 1978. — Вып. 10 — С. 67 — 70. 3. Метлюк Н. Ф., Кравец Ф. К. Экспериментальное исследование питающей части с высоким давлением пневматической тормозной системы большегрузных автомобилей. — Мн., 1982. — Деп. в БелНИИНТИ 22.07.82, № 431 Бе-Д83.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ЭВМ УГЛОВ КРЕНА И УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОДВЕСКОЙ СВЕЧНОГО ТИПА

Гидропневматические независимые подвески свечного типа нашли широкое распространение в тяжелом автомобилестроении. На карьерных автомобилях-самосвалах большой и особо большой грузоподъемности Белорусского автозавода, а также на аналогичных автомобилях зарубежных фирм они применяются в качестве передней подвески. До настоящего времени в литературе отсутствуют данные о влиянии параметров такой подвески на углы крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля относительно опорной поверхности и его устойчивости против бокового опрокидывания. При традиционных методах упрощенного расчета не учитываются особенности геометрии подвески. Они требуют дальнейшего совершенствования.

В данной работе сделана попытка на основе плоской расчетной схемы разработать математическую модель для анализа с помощью ЭВМ углов крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля с подвеской свечного типа. На рис. 1 представлена расчетная схема подвески, где в качестве обобщенных координат принято:  $q_1$  — угол поворота подрессоренной массы относительно опорной поверхности;  $q_2, q_3$  — соответственно ход левого и правого гидропневматических упругих элементов подвески;  $q_4, q_5$  — соответственно вертикальное и боковое смещение центра тяжести подрессоренных масс вдоль соответствующих координатных осей. В центре подрессоренных масс