

$$G_1 = 24,2 \text{ кН}; G_2 = 30 \text{ кН}; \varphi_1 = 0,51; \varphi_2 = 0,71;$$

$$\kappa_1 = 7,4; \kappa_2 = 9,1; P_{\text{к.с}} = 10 \text{ кН}; m = 0,04 .$$

На рис. 2 показаны зависимости буксований, отнесенных к центрам мостов, и касательных сил тяги от угла поворота $\alpha_{\text{ср}}$ управляемых колес и различных углов увода ψ_1 переднего моста.

Из анализа графика следует, что угол увода переднего моста оказывает существенное влияние на буксования и силы тяги колес переднего и заднего мостов. Угол увода переднего моста уменьшает разность между буксованиями колес переднего и заднего мостов. При этом уменьшается буксование колес заднего моста и увеличивается буксование передних. В результате на повороте происходит перераспределение тяговых нагрузок по мостам трактора в сторону увеличения силы тяги переднего моста и снижается одновременно вероятность появления отрицательной силы тяги на колесах переднего моста и циркуляции паразитной мощности.

Использование выражения (5) вместо (4) в расчетах распределения касательных сил тяги между мостами трактора при его повороте с уводом вызывает погрешности в определении сил тяги мостов. Это приводит к неточному определению радиусов поворота и размеров поворотной полосы. Так, например, при использовании формулы (4) различие расчетных и экспериментальных значений радиусов поворота трактора МТЗ-142 на поле под посев снижается с 15–17 % до 5–7 %. Следовательно, применение этой формулы более предпочтительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. Ч. II. – Минск, 1977, с. 384. 2. А н д р е е в А.Ф., В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х. Связь кинематических и силовых параметров колеса при боковом уводе. – В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1982, вып. 17, с. 41–44. 3. Ч у д а к о в Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М., 1962, с. 182. 4. Я р м а ш е в и ч Ю.И. Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1965. – 21 с. 5. G u s k o v V.V. Making the 4 n.d. more competitive. – I. Farm machine design engineering. England, 1968, Dec., p. 42–46.

УДК 629.114–597.5

Л.В.БАРТАШЕВИЧ, канд.техн.наук (МТЗ),
И.И.БЕРГЕР, И.М.КОЗАЧА (ПКТИ "Гидро-
аппарат"), А.Э.ПАВЛОВИЧ (БПИ)

ТРАКТОРНЫЙ ПНЕВМОРЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО РАБОТЫ

Эффективность работы пневматического привода тормозов транспортных средств в значительной мере зависит от обеспечения надежного регулирования давления сжатого воздуха в ресиверах. Современный регулятор давления [1] выполняется многофункциональным, содержит следующие блоки: фильтровальный, предохранительного клапана, автоматического удаления конденсата и отбора сжатого воздуха для дополнительных потребителей.

Многофункциональный регулятор давления на тракторах класса 0,6–1,4 [2] обладает сложностью конструкции и большой массой (3,5 кг), что объясняется наличием двух диафрагменных пружин и двух атмосферных клапанов со стержневой связью. При демонтаже фильтровального блока необходима полная разборка регулятора. Из-за этого он неудобен в обслуживании.

В настоящее время разработана более прогрессивная унифицированная конструкция регулятора [3]. Такой пневмоаппарат обеспечивает регулирование диапазона рабочего давления воздуха в ресивере трактора согласно требованиям ГОСТа 4364–81.

На рис. 1 показана принципиальная расчетная схема регулятора. Его конструкция упрощена и масса уменьшена на 1,7 кг благодаря применению атмосферного клапана 1, расположенного внутри полого поршня 2 разгрузочного клапана 3. Упрощается также техническое обслуживание, так как фильтровальный блок вынесен в боковую бобышку регулятора. Для повышения надежности эксплуатации форма седла 13 разгрузочного клапана 3 изменена таким образом, что не происходит отслоение резиновой уплотняющей поверхности от металлической основы.

Необходимая стабильность рабочего давления в ресивере 12 зависит главным образом от правильного выбора жесткости диафрагменной пружины 6. При расчете оптимального значения указанной жесткости принимался ряд допущений, облегчающих анализ работы регулятора.

Давление в поддиафрагменной полости 7 равно давлению в ресивере 12, поскольку сопротивление элементов, соединяющих регулятор с ресивером, незначительно.

Нарастание давления от нуля до максимального его значения и падение давления от максимального значения до нуля в полости 7 при открытии клапанов регулятора происходит мгновенно (тип регулятора – релейный).

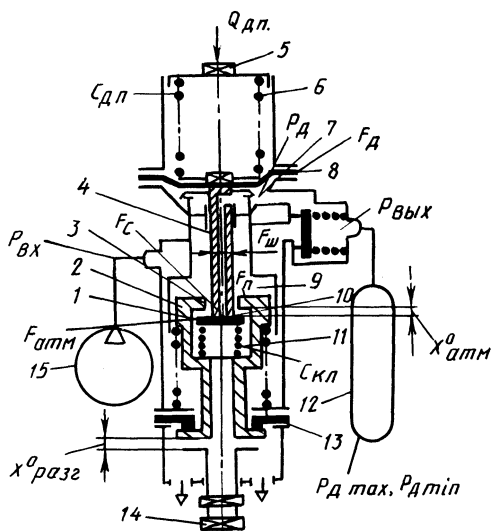


Рис. 1. Принципиальная и расчетная схема пневморегулятора давления.

Силу трения в клапанной системе регулятора и жесткость диафрагмы 8 при изменении ее рабочего прогиба принимаем постоянными.

Полный цикл работы регулятора разделяется на четыре периода: подача воздуха в ресивер 12, начало разгрузки компрессора 15, время разгрузки компрессора и включение его для накачивания воздуха в ресивер.

В отличие от исследованных ранее автомобильных регуляторов [4] современные многофункциональные регуляторы автомобилей КамАЗ и тракторов "Беларусь" в одном блоке объединяют регулируемый узел (диафрагму 8, шток 4, клапан 10) и исполнительное устройство (разгрузочный клапан с поршнем 2), которые при работе взаимно влияют один на другой. Поэтому исследование статических характеристик многофункционального регулятора давления необходимо проводить с учетом совместной работы регулирующего узла и исполнительного механизма.

Полный цикл работы регулятора характеризуется системой следующих уравнений:

– подачи воздуха в ресивер 12 при $0 < P_d < P_{d \max}$

$$\begin{aligned} P_d (F_d - F_{ш}) + Q_{кл}^0 + C_{кл} (X_{атм}^0 - X_d) = \\ = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_d + Q_{тр} + Q_c; \end{aligned} \quad (1)$$

– условием срабатывания регулятора на верхнем пределе регулирования (условие начала разгрузки компрессора 15) при $P_d = P_{d \max}$

$$P_d (F_d - F_{ш} + F_{атм}) = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_{атм}^0 + Q_{тр} + Q_c; \quad (2)$$

– период разгрузки компрессора (расход воздуха из ресивера) при $P_{d \min} < P_d < P_{d \max}$

$$P_d F_d + Q_{тр} + Q_c = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_d; \quad (3)$$

– условием включения компрессора под нагрузкой при $P_d = P_{d \min}$

$$P_d (F_d - F_c - F_{атм}) + Q_{кл}^0 + Q_{тр} + Q_c = Q_{дп}^0 + C_{дп} (X_{атм}^0 + X_{раз}^0). \quad (4)$$

В уравнениях (1) – (4) P_d , $P_{d \max}$, $P_{d \min}$ – давление в поддиафрагменной полости 7, минимальное и максимальное значение этого давления; F_d , $F_{ш}$, $F_{атм}$, F_c – активные площади диафрагмы 8, штока 4, атмосферного клапана 1 и седла 10; $Q_{кл}^0$, $Q_{дп}^0$, $Q_{тр}$, Q_c – усилия предварительного сжатия клапанной и диафрагменной пружин 6 и 11 и сила трения штока 4 о стенку корпуса регулятора, а также сила сопротивления прогибу диафрагмы с учетом ее жесткости; $X_{атм}^0$, $X_{раз}^0$, X_d – начальное значение открытия атмосферного клапана 1 (при $P_d = 0$), рабочий ход разгрузочного клапана 3, регулируемый винтом 14, и прогиб диафрагмы 8; $C_{кл}$, $C_{дп}$ – жесткости клапанной и диафрагменной пружин 6 и 11.

Как известно, диапазон регулирования давления в ресивере (нечувствительность регулятора) составляет

$$\Delta P = P_{d \max} - P_{d \min}. \quad (5)$$

Принимая в уравнениях (2) и (3) P_d равным $P_{d\max}$ и $P_{d\min}$ и решая их совместно с уравнением (5), получим

$$\Delta P = \frac{(Q_{дп}^0 + C_{дп} X_{атм}^0) (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) + (Q_{тр} + Q_c) (2F_d - F_{ш} - F_d)}{(F_d + F_{атм} - F_{ш}) (F_d - F_c - F_{атм})} + \frac{Q_{кл}^0 + C_{дп} X_{разг}^0}{F_d - F_c - F_{атм}} \quad (6)$$

Таким образом, необходимая жесткость диафрагменной пружины регулятора давления определится из уравнения (6):

$$C_{дп} = \frac{\Delta P (F_d - F_{атм} - F_{ш}) (F_d - F_c - F_{атм}) - Q_{дп}^0 (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) - (Q_{тр} + Q_c) (2F_d - F_{ш} - F_c)}{X_{атм}^0 (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) + X_{разг}^0 (F_d + F_{атм} - F_{ш})}$$

Принимая по ГОСТу 4364-81 $P_{д\max} = 0,8$ МПа и $P_{д\min} = 0,65$ МПа, а также учитывая конструктивные параметры унифицированных деталей и ходов клапанов $X_{атм}^0 = 1,2 \cdot 10^{-3} - 2,0 \cdot 10^{-3}$ м, $X_{разг}^0 = 0,5 \cdot 10^{-3} - 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, получаем

$$C_{дп} = 4,1 \cdot 10^4 - 5,5 \cdot 10^4, \text{ Н/м.}$$

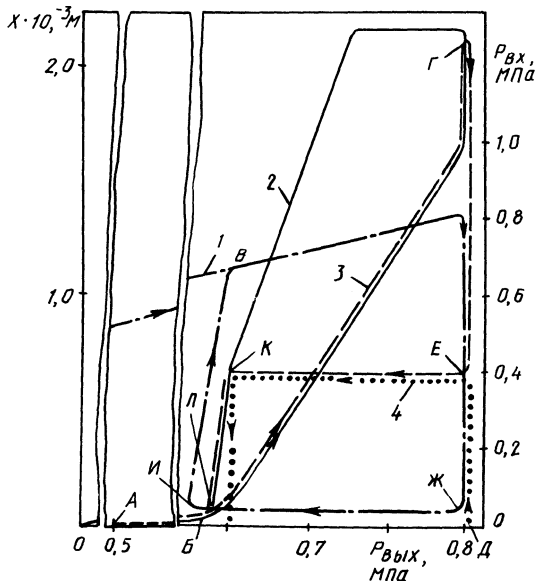


Рис. 2. Комплексная диаграмма статических характеристик пневморегулятора давления: 1 — давление на входе регулятора ($P_{вх}$); $P_{вых}$ — давление на выходе регулятора; 2 — перемещение диафрагмы (X_d); 3 — перемещение атмосферного клапана ($X_{атм}$); 4 — перемещение разгрузочного клапана $X_{разг}$.

Для окончательного определения значения жесткости диафрагменной пружины и оптимальных ходов клапанов на специальной установке проводились экспериментальные исследования опытного регулятора. В результате были получены комплексные диаграммы статических характеристик испытываемого регулятора с различными значениями $C_{\text{дп}}^0$, $X_{\text{атм}}^0$ и $X_{\text{разг}}^0$. На рис. 2 приведена комплексная диаграмма для регулятора со значениями: $X_{\text{атм}}^0 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ м, $X_{\text{разг}}^0 = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, $C_{\text{дп}}^0 = 4,5 \cdot 10^4$ Н/м, $Q_{\text{дп}}^0 = 1,1$ кН и $\Delta P = 0,15$ МПа.

Анализ характеристик выявил характерные точки и участки диаграмм. Так, точка А характеризует начало перемещения диафрагмы и атмосферного клапана. Форма и протяженность участка АБ зависят от сил упругости Q_c диафрагмы. Точки Б и В — от жесткости $C_{\text{дп}}$ и преднатяга $Q_{\text{дп}}^0$ диафрагменной пружины. Точка Г характеризует начало открытия атмосферного клапана, Д — разгрузочного. Линия ГЕ характеризует перемещение атмосферного клапана вниз, вслед за разгрузочным. Это объясняется возникновением обратной положительной связи за счет давления сжатого воздуха в полости 9 на площадь $F_{\text{п}}$ поршня 2 (рис. 1). Линия ЖИ характеризует работу компрессора под минимальным давлением. В это время давление в ресивере снижается, диафрагма опускается до точки К, атмосферный клапан закрывается. Точка Л отличается повышением давления по линии ИВ за счет исчезновения обратной положительной связи. При этом атмосферный клапан и диафрагма возвращаются в исходное положение (точка Б). Цикл завершается.

Как показали исследования, наиболее благоприятные характеристики для регулируемого диапазона давления $\Delta P = 0,15$ МПа имеют диафрагменные пружины с жесткостью $C_{\text{дп}} = 4,25 \cdot 10^4 - 4,55 \cdot 10^4$ Н/м.

Проводились также стендовые ресурсные испытания в объеме 170 тыс. циклов опытной партии новых регуляторов давления, что по расчетам соответствует 10 тыс. моточасов работы трактора МТЗ-80. Несмотря на то, что испытания показали достаточную надежность и долговечность новой конструкции регулятора, было выявлено влияние износа атмосферного клапана 1 (рис. 1) на пределы регулирования давления воздуха в ресивере. Так, после 90 тыс. циклов работы регулятора (5,3 тыс. моточасов работы трактора) значение верхнего $P_{\text{дmax}}$ и нижнего $P_{\text{дmin}}$ пределов снизилось на 0,03 МПа. После следующих 60 тыс. циклов (3,5 тыс. моточасов) значение этих пределов снизилось на 0,03 МПа. Износ уплотняющей поверхности атмосферного клапана при этом составил $0,25 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3}$ м. Указанное снижение рабочего давления в ресивере можно устранить дополнительным поджатием диафрагменной пружины 6 (рис. 1) с помощью регулировочной крышки 5. Такое регулирование в ходе эксплуатации целесообразно осуществлять через каждые 3,5 тыс. моточасов работы трактора.

Разработанная конструкция тракторного пневморегулятора давления предложена к внедрению на Винницком заводе тракторных агрегатов. Годовой экономический эффект от этого внедрения составит свыше 80 тысяч рублей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Устройство и техническое обслуживание автомобилей КамАЗ/Э.В.Унгер, В.И.Левин, С.Я.Этманов, И.М.Машатин. — М., 1976, с. 235–237. 2. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80,

УДК 629.114.2.032.1–85

В.П.БОЙКОВ, канд.техн.наук,
Ч.И.ЖДАНОВИЧ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ НОРМАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМОГУСЕНИЦЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Одним из направлений снижения вредного воздействия ходовых систем тракторов и сельскохозяйственных машин на почву является использование пневмогусеничного движителя [1]. Экспериментальные исследования [2, 3] показали, что пневмогусеничный движитель по сравнению с металлической гусеницей обеспечивает более равномерное распределение создаваемых трактором удельных давлений и снижает пиковые нагрузки на почву.

Математическое описание, которое бы раскрывало механизм взаимодействия пневмогусеничного движителя с основанием и характер распределения удельных давлений, пока не существует.

Для выявления закономерностей распределения давления примем схему, предложенную проф. В.В.Гуськовым [4]. Рассмотрим пневмогусеничный движитель, состоящий из двух опорных катков и пневмогусеницы (рис. 1).

Прогиб пневмогусеницы между катками, а значит, и нормальное давление, действующее на пневмогусеницу между катками, обусловлены упругими де-

формациями грунта и пневмоэлементов гусеницы и определяются линейными закономерностями:

$$\text{для грунта} \quad q = ky_1, \quad (1)$$

где q – удельное давление; k – коэффициент объемного смятия; y_1 – осадка грунта;

для пневмогусеницы

$$q = c_2 y_2, \quad (2)$$

где c_2 – удельная нормальная жесткость пневмоэлементов; y_2 – нормальная деформация пневмоэлементов.

При совместном решении уравнений (1) и (2) принимаем $y = y_1 + y_2$. В результате получим

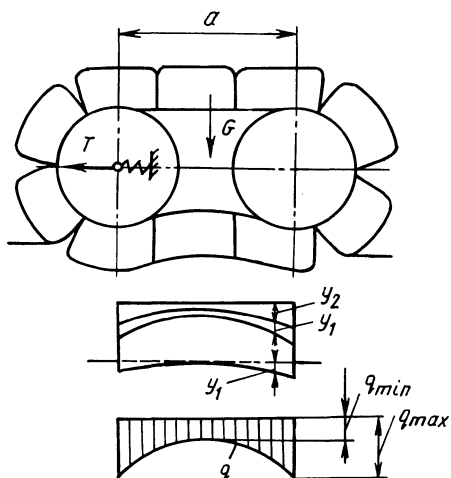


Рис. 1. Схема к выводу закона распределения давления по длине опорной ветви пневмогусеничного движителя.