

References

1. Traffic Signal Manual: FHWA-HOP-08-024, 2008.
2. Bonneson, J. A. (1998), *Lane Volume and Saturation Flow Rate for Multilane Intersection Approach*. Journal of Transportation Engineering, Vol. 124. No. 3, P. 240–255.
3. Nevers, B. and Roupail, N. (2002). *Field Evaluation of Lane Selection Strategies at Signalized Intersections*. ASCE Journal of Transportation Engineering, Vol. 128 (3). P. 224–231.
4. Drew D. *Traffic Flow Theory and Control* – Moscow: Transport, 1972. – 424 p/ (in Russian).
5. HCM 2010, Vol.4.
6. Akcelik, R. (1989). *On the Estimation of Lane Flows for Intersection Analysis*. Australia Road Research, Vol. 19 (1), P. 51–57.
7. Bang, K. (1978), *Swedish Capacity Manual: Part 3. Capacity of Signalized Intersections*. TRR 667.

УДК 629.114

ПОВАРЕХО А. С., канд. техн. наук, доц.,
доцент каф. «Тракторы»
E-mail: povarekho@bntu.by

РАХЛЕЙ А. И., канд. техн. наук, доц.,
доцент каф. Тракторы»
E-mail: airahley@bntu.by

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 05.04.2022

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ, ОБОРУДОВАННОЙ РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ С ТОРОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Широкое применение и совершенствование в настоящее время различного рода систем управления, автоматизации, средств, обеспечивающих улучшение условий труда оператора транспортных средств за счет снижения усилия на органах управления, улучшения отклика управляемых объектов, повышение эффективности тормозных систем, систем активного привода технологического оборудования тракторов и других механизмов приводит к необходимости применения на тракторах все более совершенных пневматических систем, обладающих высоким КПД, точностью регулирования давления в исполнительных механизмах, хорошим следящим действием и безотказностью в работе.

Надежная и эффективная работа пневматических приводов современных тракторов, эксплуатирующихся в условиях повышенной запыленности, широком диапазоне температур и влажности воздуха, в значительной степени зависит от совершенства систем подготовки сжатого воздуха, обеспечивающих его забор из окружающей среды, осушку, маслоотделение и создание достаточного запаса в ресиверах для нормального функционирования всех потребителей.

Основным регулирующим элементом, от которого во-многом зависит качество работы питающей части, является регулятор давления. Основная функция регулятора давления является поддержание давления в ресиверах в строго заданных пределах. Особенностью систем подготовки сжатого воздуха для тракторов БЕЛАРУС является применение в большинстве случаев одноцилиндровых компрессоров, что определяет специфику конструктивного исполнения разгрузочного устройства регулятора давления с целью обеспечения его четкого срабатывания на верхнем и

нижнем пределе регулирования. Это, как правило, определяется инерционностью элементов следящего и разгрузочного устройства. В данной статье рассматривается регулятор давления, оборудованный торковым клапаном, разработана математическая модель и проведен выбор рациональных параметров, обеспечивающих качественное регулирование давления в пневмосистеме тракторов.

Ключевые слова: регулятор давления, торковый клапан, статическая характеристика, динамическая характеристика, пределы регулирования, качество регулирования, инерционность системы, разгрузочное устройство, следящий элемент, математическая модель.

Введение

Исследование динамики питающей части пневматического тормозного привода необходимо с целью более полного выявления факторов, влияющих на стабильность характеристик и долговечность узлов, когда все элементы функционируют во взаимосвязи при установившихся и неустановившихся режимах работы [1, 2]. Исследование динамических характеристик тем более необходимо, что поток воздуха, проходящего по коммутациям питающей части, имеет пульсирующий характер, вызывающий колебательные процессы в элементах питающей части. Пульсирующий поток является причиной различных неблагоприятных явлений при работе пневматической системы: снижения производительности компрессора, колебаний трубопроводов, нарушения герметичности клапанов и т. п. Кроме того, пульсация давления отрицательно сказывается на переходных характеристиках регулятора, приводит к увеличению времени работы компрессора под нагрузкой и уменьшению длительности его работы в холостом режиме.

В связи с изложенным, исследования динамических процессов в питающей части являются необходимыми для выбора рациональных схем и размеров отдельных элементов с точки зрения повышения над надежности ее работы, которая регламентируется нормативными документами [3].

Процессы в питающей части пневматической системы трактора

Особенностью систем подготовки сжатого воздуха для тракторов БЕЛАРУС является применение в большинстве случаев одноцилиндровых компрессоров [4], что определяет специфику конструктивного исполнения разгрузочного устройства регулятора давления с целью обеспечения его четкого срабатывания на верхнем и нижнем пределах регулирования.

Рассматриваемый регулятор давления (рисунок 1) имеет ряд конструктивных особенностей, одной из которых является наличие торковой заслонки, которая одновременно

выполняет роль атмосферного и регулирующего клапанов. Применение данного элемента позволит уменьшить размеры регулятора давления и число клапанных узлов за счет совмещения функций одним элементом, что упрощает конструкцию и повышает надежность ее работы.

Однако объединение нескольких функций в одном элементе предъявляет более высокие требования к точности его функционирования, а именно, срабатывания на верхнем и нижнем пределах регулирования, обеспечивая стабильную зону выдержки по давлению [5].

Поэтому возникает необходимость выбора и оценки влияния конструктивных параметров торкового элемента на пределы срабатывания регулятора давления. Для решения этой задачи составим статические уравнения, описывающие цикл работы регулятора давления.

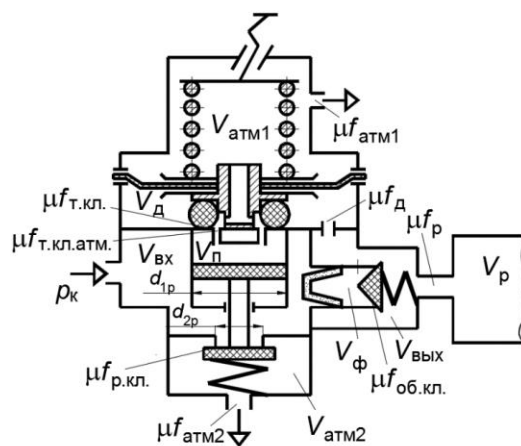


Рисунок 1 – Конструктивная схема регулятора давления с торковым элементом

При составлении уравнений примем следующие допущения [6, 7], не приводящие к существенных искажений исследуемых процессов:

- давление в поддиафрагменной полости регулятора равно давлению в ресивере;
- нарастание давления от нуля до максимальной величины и падение давления от максимальной величины до нуля в надпоршневой полости разгрузочного клапана происходит мгновенно (регулятор релейный);

– сила трения в клапанной системе регулятора и при деформации диафрагмы принимается постоянной.

Работу регулятора давления можно описать четырьмя статическими уравнениями, характеризующими полный цикл его работы [6]:

- 1) накачивание воздуха в ресивер;
- 2) срабатывание регулятора на верхнем пределе регулирования;

$$\begin{cases} p_d \cdot (S_d - S_T) + P_T = P_{ур} + P_{тр} \\ p_d \cdot (S_d - S_{шт}) = P_{ур} + P_{тр} \\ p_d \cdot S_d + P_{тр} = P_{ур} \\ p_d \cdot (S_d - S_T) + P_T + P_{тр} = \end{cases}$$

где P_d – давление в поддиафрагменной полости регулятора;

S_d – активная площадь диафрагмы;

S_T – площадь, отсекаемая торовым элементом при посадке на седло;

P_T – усилие, затрачиваемое на деформацию торообразной заслонки;

$P_{ур}$ – сила уравновешивающей пружины;

$P_{тр}$ – сила сопротивления прогибу диафрагмы.

Совместное решение второго и третьего уравнения системы (1) позволяет определить диапазон регулирования регулятора давления [8].

$$\Delta p = \frac{p_{max} \cdot S_T + 2 \cdot P_{тр}}{S_d} \quad (2)$$

Видно, что для снижения нечувствительности регулятора давления Δp следует уменьшать силы сопротивления перемещения жесткого центра следящего следящего элемента и увеличивать активную площадь последнего. Наряду с этим на Δp оказывают влияние размеры клапанного узла.

Сравнительный анализ полученных характеристик серийного регулятора давления трактора БЕЛАРУС 1221 [4] и исследуемого с торовым элементом показал более высокую чувствительность регулятора с торовым элементом, за счет значительно меньшей силы сопротивления $P_{тр}$. Причем, использование торовой заслонки позволяет существенно уменьшить площадь,

3) процесс разгрузки компрессора и расход воздуха из ресивера на потребителей;

4) включение компрессора на накачивание воздуха в ресивер (срабатывание на нижнем пределе регулирования).

Воспользовавшись расчетной схемой (рисунок 1), получаем уравнения статики, описывающие цикл работы регулятора давления, имеющие вид:

$$\begin{cases} \text{при } 0 < p_d < p_{max}; \\ \text{при } p_d = p_{max}; \\ \text{при } p_{min} < p_d < p_{max}; \\ \text{при } p_d = p, \end{cases} \quad (1)$$

отсекаемую от следящего элемента, и тем самым повысить стабильность регулирования давления в питающей части (рисунок 3).

Для определения факторов, влияющих на стабильность и надежность работы питающей части пневмосистемы, необходимо исследование динамически процессов, происходящих в ее узлах.

С точки зрения происходящих в нем динамических процессов регулятор давления представляет собой сложную пневматическую систему автоматического регулирования. Некоторые исследователи при использовании традиционных методик расчета разбивают математическое описание функционирования системы на ряд отдельных этапов. Однако из-за наличия обратных связей это приводит к некоторой искусственности описания взаимосвязанных процессов, принятию допущений, что, в конечном итоге искажает реальной работы питающей части пневматической системы. Кроме того, при этом получаются громоздкие системы однотипных дифференциальных уравнений, при решении которых при определенных сочетаниях конструктивных параметров узла возможны погрешности до 200–300 % [7, 8].

С учетом изложенного, а также основываясь на разработанных принципах построения математических моделей пневматических цепей, приведенных в [9, 10], составлена общая расчетная динамическая схема, представленная на рисунке 2. Обозначения на данной схеме приняты в соответствии с конструктивной расчетной схемой, представленной на рисунке 1. Сопротивления трубопроводов и соединительных магистралей между различными полостями регулятора давления показаны в виде дросселей с постоянными сопротивлениями. Клапанные узлы рассматриваются как дроссельные элементы с переменным сопротивлением. Торговая

заслонка представлена в виде двух пневматических сопротивлений, одно из которых осуществляет связь надпоршневой полости разгрузочного клапана с атмосферой $(\mu f)_{\text{Т. кл. ат.}}$, а другое – с поддиафрагменной полостью $(\mu f)_{\text{Т. кл.}}$. Обратный клапан рассматривается как переменное сопротивление $(\mu f)_{\text{об.}}$, а разгрузочный клапан – как переменное сопротивление $(\mu f)_{\text{р. кл.}}$. Пропускная способность клапанного узла является функцией величины его открытия. Поэтому для определения необходимо найти перемещения клапана.

Принимая во внимание, что процессы, происходящие в регуляторе давления, являются быстропеременными, а клапанные узлы обладают определенной массой, то, с целью получения реальной картины, необходимо учитывать их инерционность. Для этого составляются дифференциальные уравнения, описывающие динамику перемещения клапанов.

Для разгрузочного клапана согласно расчетной схеме (рисунок 1) данное уравнение имеет вид:

$$m_{\text{П}} \cdot \ddot{y}_{\text{П}} = p_{\text{П}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{1\text{р}}^2}{4} - p_{\text{ВХ}} \cdot \frac{\pi \cdot (d_{1\text{р}}^2 - d_{2\text{р}}^2)}{4} - p_{\text{ВХ}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{2\text{р}}^2}{4} - c_{\text{р}} \cdot (y_{\text{П}} + y_{\text{П}}^0) + F_{\text{р}}^0 \pm P_{\text{тр.р.}},$$

где $m_{\text{П}}$ – масса элементов разгрузочного клапана;

$d_{1\text{р}}, d_{2\text{р}}$ – диаметры поршня и седла разгрузочного клапана соответственно;

$c_{\text{р}}$ – жесткость пружины разгрузочного клапана;

$F_{\text{р}}^0$ – усилие прижатия разгрузочного клапана к седлу;

$p_{\text{П}}, p_{\text{ВХ}}, p_{\text{ат2}}$ – давления в соответствующих полостях регулятора давления;

$P_{\text{тр.р.}}$ – силы трения при перемещении поршня разгрузочного клапана;

$y_{\text{П}}^0$ – предварительная деформация пружины разгрузочного клапана.

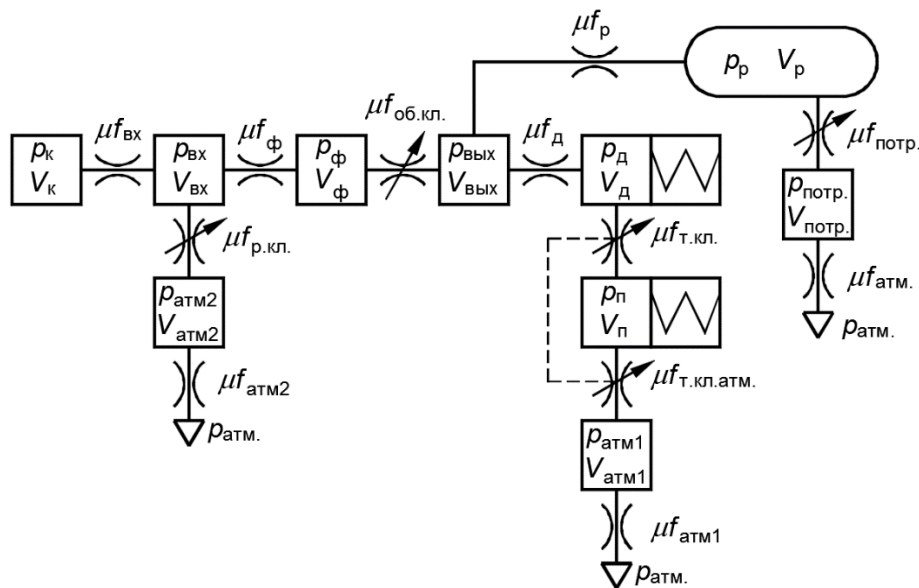


Рисунок 2 – Динамическая расчетная схема питающей части пневмосистемы

Для обратного клапана получим

$$S_{\text{Пос}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{Пос}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{шт}} + d_{\text{Т}} \cdot \cos(\alpha_{\text{Т}}))}{4},$$

где $m_{\text{об}}$ – масса обратного клапана;

$d_{1\text{об}}, d_{2\text{об}}$ – внутренний и наружный диаметры седла обратного клапана;

$c_{\text{об}}$ – жесткость пружины обратного клапана;

$p_{\text{ф}}$ – давление в полости за фильтром;

$F_{\text{об}}^0$ – усилие поджатия обратного клапана к седлу;

$y_{\text{об}}^0$ – предварительная деформация пружины обратного клапана.

Наличие упругости у торového клапана, величина которой оказывает влияние на характеристики регулятора давления, вызывает необходимость рассмотрения работы этого узла, являющегося основным задающим элементом

рассматриваемого регулятора давления. Расчетная схема торообразной заслонки представлена на рисунок 3.

Усилие предварительной деформации тора в радиальном направлении

$$F_{\text{тор}}^0 = c_{\text{тор}} \cdot (D_0 - D_{\text{св}}),$$

где $c_{\text{тор}}$ – жесткость тора в радиальном направлении;

$D_{\text{св}}$ – диаметр тора в свободном состоянии;

D_0 – диаметр тора при его посадке в канавку штока.

Для определения составляющей усилия штока на деформацию тора составим уравнение моментов относительно точки A . Отсюда получаем:

$$F_{\text{шт}} = c_{\text{тор}} \cdot \Delta x \cdot \text{tg}(\alpha_{\text{T}}),$$

где величина α_{T} определяется при помощи выражения:

$$\alpha_{\text{T}} = \arcsin \left(1 - 2 \cdot \frac{a + y_{\text{T}}^0 - y_{\text{д}}}{d_{\text{T}}} \right).$$

Радиальную деформацию торообразной заслонки можно вычислить следующим образом:

$$\Delta x = d_{\text{T}} \cdot \cos(\alpha_{\text{T}}) - \sqrt{d_{\text{T}}^2 - b^2}.$$

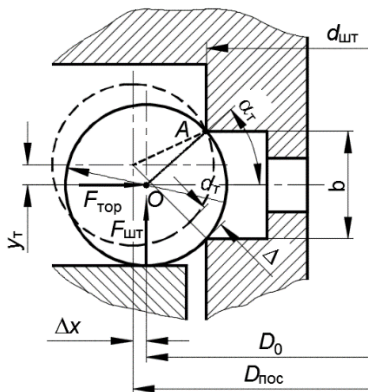


Рисунок 3 – Расчетная схема торообразной заслонки

Кроме радиальной деформации торового элемента осуществляется также его деформация в осевом направлении и усилие, возникающее при этом определяется:

$$F_{\text{т.ос.}} = c_{\text{т.ос.}} \cdot (y_{\text{T}}^0 - y_{\text{T}}),$$

где $c_{\text{т.ос.}}$ – жесткость тора в осевом направлении;

y_{T}^0 – начальная деформация тора в осевом направлении.

Для определения перемещения торового элемента в осевом направлении необходимо рассмотреть уравнение равновесия следящего элемента:

$$p_{\text{д}} \cdot (S_{\text{д}} - S_{\text{пос}}) + p_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} + F_{\text{т.ос.}} + F_{\text{шт}} - (F_{\text{ур}}^0 + c_{\text{ур}} \cdot y_{\text{д}}) = 0.$$

Отсюда

$$y_{\text{д}} = \left(p_{\text{д}} \cdot (S_{\text{д}} - S_{\text{пос}}) + p_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} + F_{\text{т.ос.}} + F_{\text{шт}} - F_{\text{ур}}^0 \right) / c_{\text{ур}},$$

где $F_{\text{ур}}^0$, $c_{\text{ур}}$ преднатяг и жесткость уравновешивающей пружины.

Площадь, отсекаемая торовым элементом, определяется согласно рисунку 5 по выражению:

$$S_{\text{пос}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пос}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{шт}} + d_{\text{T}} \cdot \cos(\alpha_{\text{T}}))^2}{4}.$$

При отрыве тора от седла $D_{\text{пос}} = d_{\text{шт}}$.

Тогда открытие регулирующего клапана:

$$y_{\text{T}} = y_{\text{д}} - b/2 + d_{\text{T}}/2 + a - y_{\text{T}}^0.$$

Величина открытия атмосферного клапана может быть получена из анализа кинематики движения тора:

$$\Delta = \sqrt{\left(d_{\text{T}}/2 \right)^2 + b^2 - d_{\text{T}} \cdot b \cdot \sin(\alpha_{\text{T}}) - d_{\text{T}}/2}.$$

Из уравнений, описывающих клапанные узлы, определяются перемещения клапанов, на основании которых вычисляются пропускные способности, используемые при составлении дифференциальных уравнений питающей части пневматической системы.

Построенные по результатам реализации приведенных математических моделей динами-

ческие характеристики питающей части пневматического привода представлены на рисунке 4.

Расчеты проводились для различных величин открытия разгрузочного клапана, что позволило определить влияние его хода на динамические процессы в питающей части. Установлено, что при увеличении хода разгрузочного клапана от 0,5 мм до 1,8 мм время разгрузки компрессора, которое длилось по времени падения давления во входной полости регулятора до некоторой установившейся величины, уменьшилось с 1,6 с до 0,8 с, т. е. практически в два раза. Дальнейшее увеличение хода разгрузочного клапана не оказывает влияние на время разгрузки компрессора.

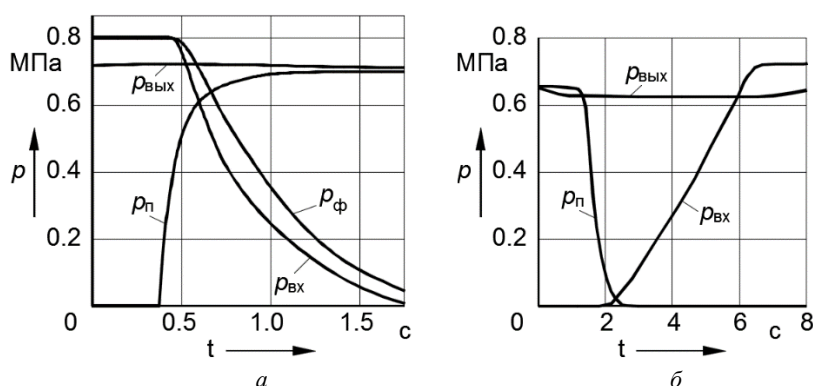


Рисунок 4 – Динамические характеристики питающей части пневмопривода: а – срабатывание на верхнем пределе; б – накачивание воздуха в систему

Кроме того, установлено, что уменьшение соотношения диаметра торовой заслонки и размера проточки на штоке увеличивает силу сопротивления перемещению следящего элемента при открытии атмосферного клапана. На основании расчетов выбрано удовлетворительное с точки зрения быстродействия и сужения диапазона регулирования соотношение размеров сечения торового элемента и ширины кольцевой проточки, а именно, $d_T \approx (1,7 - 1,9) \cdot b$.

Проведенными исследованиями подтверждены изложенные в работе [1] рекомендации по сглаживанию пульсаций сжатого воздуха, поступающего от компрессора в полость следящего элемента регулятора давления. Как указывает вышеприведенный автор, пульсации можно сгладить путем уменьшения проходного сечения отверстия между выходной и поддиафрагменной полостями, а также за счет увеличения объема входной полости. В результате проведенных исследования установлено, что с точки зрения снижения нечувствительности регулятора за счет уменьшения его инерционности следует обеспечить достаточную пропускную способность магистрали подвода воздуха к

Из приведенных зависимостей следует, что в процессе разгрузки на фильтрующем элементе имеет место перепад давления, который обеспечивает очистку фильтра за счет удаления загрязнений через разгрузочный клапан.

Проведенные теоретические исследования позволили выявить влияние на пределы регулирования давления соотношения эффективной площади диафрагмы и площади, отсекаемой торовым элементом. Увеличение размеров штока и торовой заслонки приводит к снижению нижнего предела регулирования. В то же время уменьшение сечения торового элемента снижает пропускную способность атмосферного клапана, что увеличивает время закрытия разгрузочного клапана и приводит к возрастанию инерционности регулятора давления.

следящему элементу с одновременным увеличением объема полости перед обратным клапаном. Последнее позволит понизить влияние пульсаций давления на входе в регулятор на точность и стабильность срабатывания разгрузочного устройства и, кроме того, обеспечить более эффективную очистку фильтрующего элемента.

При теоретических исследованиях был рассмотрен вопрос о влиянии места расположения фильтра на характеристики регулятора давления. Как показали расчеты, установка фильтрующего элемента на входе регулятора увеличивает время разгрузки компрессора и, кроме того, компрессор, остается нагружен остаточным давлением, величина которого зависит от материала фильтра и его загрязненности. При высоких уровнях загрязненности остаточное давление достигает значительной величины, что увеличивает нагруженность компрессора и приводит к снижению его долговечности, а также может вызвать разрушение фильтрующего элемента.

Установка фильтрующего элемента на выходе регулятора обеспечивает быструю разгрузку компрессора и остаточное давление на выходе последнего определяется пропускными способностями соединительного трубопровода и разгрузочного клапана и составляет 0,01–0,02 МПа. При этом фильтрующий элемент очищается обратным потоком воздуха. Причем, с целью обеспечения эффективной очистки фильтра необходимо увеличивать соотношение объемов полости за фильтром и входной полости регулятора давления. Расчеты показала, что увеличение объема зафильтровой полости практически не оказывает влияния на время разгрузки компрессора. В то же время на фильтре создается некоторый перепад давлений, способствующий более эффективной его очистке.

Заключение

Проведенными исследованиями установлено что с точки зрения снижения нечувствительности регулятора за счет уменьшения его инерционности и лучшей очистки фильтрующего элемента следует обеспечить достаточную пропускную способность магистрали подвода воздуха к следящему элементу с одновременным увеличением объема полости перед обратным клапаном.

Показано, что установка фильтрующего элемента на входе регулятора увеличивает время разгрузки компрессора и, кроме того, компрессор, остается нагружен остаточным давлением, величина которого зависит от материала фильтра и его загрязненности. Установка фильтрующего элемента на выходе регулятора обеспечивает быструю разгрузку компрессора и очистку фильтрующего элемента обратным потоком воздуха.

Расчеты показала, что увеличение объема зафильтровой полости практически не оказывает влияния на время разгрузки компрессора. В то же время на фильтре создается некоторый перепад давлений, способствующий более эффективной его очистке.

Проведенные теоретические исследования позволили выявить влияние на пределы регулирования давления соотношения эффективной площади диафрагмы и площади, отсекаемой торвым элементом. На основании расчетов выбрано удовлетворительное с точки зрения быстродействия и сужения диапазона регулирования соотношение размеров сечения торвого элемента и ширины кольцевой проточки, а именно, $d_T \approx (1,7 - 1,9) \cdot b$.

Литература

1. Барташевич, Л. В. Исследование питающей части пневмосистемы трактора класса 14 кН : Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : (05.05.03). – Минск, 1979. – 22 с.
2. Ходосовский, В. М. Повышение качества подготовки сжатого воздуха питающей частью пневматического привода мобильных машин : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03. – Минск, 1994. – 173 с.
3. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 4364-81. – М : Стандартинформ, 2006.
4. БЕЛАРУС 1221.2/1221В.2 1221.3. Руководство по эксплуатации. – Минск : ПО «МТЗ», 2009.
5. Козача, И. М. Обеспечение стабильности характеристик и повышение ресурса пневмоаппаратов питающей части пневмосистемы трактора : Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : (05.05.03) / Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1989. – 20 с.
6. Рахлей, А. И. Математическая модель питающей части электропневматического привода тормозов / А. И. Рахлей, А. С. Поварехо // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов: в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск : Белорус. нац. техн. ун-т, 2021. – Т. 1. – С. 235–241.
7. Поварехо, А. С. К выбору параметров разгрузочного устройства регулятора давления питающей части / А. С. Поварехо, А. И. Рахлей // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : Сборник научных трудов: в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск : Белорус. нац. техн. ун-т, 2021. – Т. 1. – С. 245–250.
8. Рахлей, А. И. Следящий электропневматический тормозной привод модульного типа тракторного поезда : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03. – Минск, 1993. – 180 с.
9. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко В. П. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
10. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин / Н. В. Богдан. – Мн., 2002. – 426 с.

PAVAREKHA Alexandr S., Ph.D. in Eng., Ass. Prof.,
Associate Professor
E-mail: povarekho@bntu.by

RAHLEY Andrey I., Ph.D. in Eng., Ass. Prof.,
Associate Professor
E-mail: airahley@bntu.by

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 05 April 2022

SIMULATION OF PROCESSES IN THE SUPPLY PART OF A PNEUMATIC SYSTEM EQUIPPED WITH A PRESSURE REGULATOR WITH A TORUS ELEMENT

The widespread use and improvement at present of various kinds of control systems, automation, tools that improve the working conditions of the operator of vehicles by reducing the effort on the controls, improving the response of controlled objects, increasing the efficiency of braking systems, active drive systems of technological equipment of tractors and other mechanisms leads to the need for use on tractors more and more advanced pneumatic systems with high efficiency, precision of pressure regulation in actuators, a good tracking action and a failure-free operation.

Reliable and efficient operation of pneumatic drives of modern tractors operating in conditions of high dustiness, a wide range of temperatures and humidity, largely depends on the perfection of compressed air preparation systems that ensure its intake from the environment, drying, oil separation and the creation of a sufficient reserve in the receivers for normal operation all consumers.

The main regulating element, on which the quality of the supply part largely depends, is the pressure regulator. The main function of the pressure regulator is to maintain the pressure in the receivers within strictly specified limits. A feature of compressed air preparation systems for BELARUS tractors is the use of single-cylinder compressors in most cases, which determines the specifics of the design of the discharge device of the pressure regulator in order to ensure its clear operation at the upper and lower limits of regulation. This is usually determined by the inertia of the elements of the incoming and unloading device. In this article, a pressure regulator equipped with a torus valve element is considered, a mathematical model is developed and a selection of rational parameters is carried out to ensure high-quality pressure regulation in the tractor system.

Keywords: *pressure regulator, torus valve, static characteristic, dynamic characteristic, control limits, control quality, inertia of the system, unloading device, tracking element, mathematical model.*

References

1. Bartashevich, L. V. Investigation of the feeding part of the pneumatic system of a tractor of class 14 kN : Abstract. dis. on the job. learned. step. Candidate of Technical Sciences : (05.05.03). – Minsk, 1979. – 22 p.

2. Khodosovsky, V. M. Improving the quality of compressed air preparation by the feeding part of the pneumatic drive of mobile machines : dissertation... Candidate of Technical Sciences : 05.05.03. – Minsk, 1994. – 173 p.

3. Pneumatic brake system drives of motor vehicles. Technical requirements: GOST 4364-81. – Moscow : Standartinform, 2006.

4. BELARUS 1221.2/1221V.2 1221.3. Operation Manual. – Minsk, ACCORDING to «MTZ», 2009.

5. Kozacha I. M. Ensuring the stability of the characteristics and increasing the life of the pneumatic devices of the feeding part of the tractor pneumatic system : Abstract. dis. on the job. learned. step. Candidate of Technical Sciences : (05.05.03) / Belarusian polytech. in-t. – Minsk, 1989. – 20 p.

6. Rakhlei, A. I. Mathematical model of the feeding part of the electropneumatic brake drive / A. I. Rakhlei, A. S. Povarekho // Avtotractorostroenie and automobile transport : collection of scientific papers: in 2 t. / Belarusian. national

Technical. un-t; editorial board: ed. D. V. Kapsky [et al.]. – Minsk : Belorusus. national Tech. un-t, 2021. – Vol. 1. – P. 235–241.

7. Povarekho, A. S. To the choice of parameters of the unloading device of the pressure regulator of the melting part / A. S. Povarekho, A. I. Rakhley // Avtotractorostroenie and automobile transport : Collection of scientific papers: in 2 t. / Belarusian. national Tech. un-t; editorial board: ed. D. V. Kapsky [et al.]. – Minsk : Belorusus. national Tech. un-t, 2021. – Vol. 1. – P. 245–250.

8. Rahley, A. I. Tracking electropneumatic brake drive of modular type of tractor train : dissertation ... Candidate of Technical Sciences : 05.05.03. – Minsk, 1993. – 180 p.

9. Metlyuk, N. F., Avtushko V. P. Dynamics of pneumatic and hydraulic drives of cars / N. F. Metlyuk, V. P. Avtushko. – M.: Mechanical engineering, 1980. – 231 p.

10. Bogdan, N. V. Hydropneumoautomatics and hydraulic drive of mobile machines / N. V. Bogdan., – Mn., 2002 – 426 p.

УДК 62-523.3

СЕВРУК В. С.,

инж.-констр. 1 кат.

E-mail: viktrsevruk@rambler.ru

ОАО «Минский завод колесных тягачей», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 05.05.2022.

РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛЯ С СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ОАО МЗКТ

Гидравлические тормозы-замедлители имеют большой потенциал в части применения на технике специального и двойного назначения: в результате их применения снижается нагрузка на рабочую тормозную систему, повышаются дорожные характеристики автомобиля. Однако в настоящее время большинство выпускаемых тормозов-замедлителей производятся зарубежными фирмами. Системы управления такими тормозами-замедлителями, как правило, освещаются крайне слабо, их алгоритмы и принципы работы зачастую неизвестны. Таким образом, при разработке собственной системы управления гидравлическим тормозом-замедлителем большую роль играют стендовые испытания узла, которые включают в себя запись всех параметров работы узла с дальнейшим анализом полученных данных. В данной работе приводятся результаты испытаний гидравлического тормоза-замедлителя производства ОАО «МЗКТ» в стендовых условиях с оригинальной системой управления. Данная система управления имеет обратную связь по давлению на входе в тормоз-замедлитель, в результате чего обеспечивается точное и плавное регулирование величины тормозного момента. Описывается принцип работы и особенности применения системы управления тормозом-замедлителем, производится анализ полученных данных. На основе собранной информации делается заключение о принципах регулирования тормозного момента, создаваемого тормозом-замедлителем при помощи системы управления собственной разработки.

Ключевые слова: трансмиссия, гидромеханическая передача, гидравлический тормоз-замедлитель, ретардер, система автоматического управления, обратная связь по давлению, стендовые испытания.