

Математическое описание процесса торможения пневмопривода при пуске и остановке с демпферным тормозом

А.Р. Бирман^{1а}, А.А. Борозна^{1б}, Б.М. Локштанов^{2с}, В.В. Орлов^{2д}, Т.А. Гусева^{2е}

¹ Санкт–Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова, Институтский пер., 5, Санкт–Петербург, Россия

² Военная академия связи им. С.М. Буденного, Тихорецкий пр., 3, Санкт–Петербург, Россия

^а birman1947@mail.ru, ^б 3349280@mail.ru, ^с blokshtanov@mail.ru, ^д artictvetal1987@gmail.com,

^е guse.tania2012@yandex.ru

^а <https://orcid.org/0000-0002-1693-0515>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-7549-9297>,

^с <https://orcid.org/0000-0002-5390-1457>, ^д <https://orcid.org/0000-0002-1693-0515>,

^е <https://orcid.org/0000-0003-1059-8483>

Статья поступила 30.12.2021, принята 18.02.2022

В статье рассмотрены способы торможения с целью исключения удара в начале и конце хода поршня в пневмоцилиндрах. Рассмотрен известный пример осуществления торможения поршня. Анализ известных технических решений показал, что существующие способы торможения не обеспечивают безударное движение поршня в пневмоцилиндрах, что приводит к вибрации, повышенному уровню шума и снижению надежности работы пневмопривода исполнительных механизмов, используемых в лесной промышленности и других областях техники. Предложено новое техническое решение с использованием гидравлического амортизатора с иглой в виде конусного наконечника, с помощью которого возможно регулировать скорость протекания масла через отверстие. Дана схема регулируемого гидравлического дросселя. Построена математическая модель процесса перемещения масла при торможении предлагаемым способом, обеспечивающая безударное перемещение поршня пневмоцилиндра и надежную работу рабочих органов различных механизмов (грейферов, толкателей и т. д.), используемых в лесной промышленности и других отраслях техники. Математическая модель включает уравнения, определяющие изменения давления в обеих плоскостях рабочего цилиндра и динамические характеристики процесса торможения пневматического привода. Регулируя зазор между конической частью иглы и самим отверстием, в которое входит игла, можно регулировать скорость прохождения масла. Тогда скорость движения масла в амортизаторе будет зависеть от скорости движения поршня в пневмоцилиндре. Представлен графический материал, показывающий скорости перемещения поршня в пневмоцилиндре в зависимости от диаметра конической части иглы (зазора между иглой и отверстием). Сделаны выводы об эффективной работе гидравлического дросселя, обеспечивающего безударное перемещение поршня.

Ключевые слова: пневмопривод; торможение поршня; гидродемпфер.

Mathematical description of the braking process of the pneumatic actuator when starting and stopping with a damper brake

A.R. Birman^{1а}, A.A. Borozna^{1б}, B.M. Lokshtanov^{2с}, V.V. Orlov^{2д}, T.A. Guseva^{2е}

¹ St. Petersburg State Forest Technical University under name of S.M. Kirov; 5, Institutsky Per., St. Petersburg, Russia

² Military Academy of Communication under name of S.M. Budenny; 3, Tikhoretsky Ave., St. Petersburg, Russia

^а birman1947@mail.ru, ^б 3349280@mail.ru, ^с blokshtanov@mail.ru, ^д artictvetal1987@gmail.com,

^е guse.tania2012@yandex.ru

^а <https://orcid.org/0000-0002-1693-0515>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-7549-9297>,

^с <https://orcid.org/0000-0002-5390-1457>, ^д <https://orcid.org/0000-0002-1693-0515>,

^е <https://orcid.org/0000-0003-1059-8483>

Received 30.12.2021, accepted 18.02.2022

The article discusses the methods of braking in order to eliminate impact at the beginning and end of the piston stroke in pneumatic cylinders. A well-known example of piston braking is considered. The analysis of the known technical solutions shows that the existing methods of braking do not provide shockless piston movement in the pneumatic cylinders, which leads to vibration, increased noise levels and a decrease in the reliability of the pneumatic drive of the actuators used in the timber industry and other fields of technology. A new technical solution is proposed using a hydraulic shock absorber with a needle in the form of a conical tip, with the help of which it is possible to regulate the rate of oil flow through the hole. A diagram of an adjustable hydraulic choke is given. A mathematical model of the process of oil movement during braking by the proposed method has been built, which ensures the shockless movement of the pneumatic cylinder piston and the reliable operation of the working bodies of various mechanisms (grabs, pushers, etc.) used in the timber industry and other branches of technology. The mathematical model includes equations that determine the pressure changes in both planes of the working cylinder, which determine the dynamic characteristics of the pneumatic drive braking process. By adjusting

the gap between the conical part of the needle and the hole itself, into which the needle enters, it is possible to adjust the speed of oil passage, then the speed of movement of the oil in the shock absorber will depend on the speed of movement of the piston in the pneumatic cylinder. The graphic material is presented showing the speed of movement of the piston in the pneumatic cylinder depending on the diameter of the conical part of the needle (the gap between the needle and the hole). Conclusions are made about the effective operation of the hydraulic throttle, which ensures the shockless movement of the piston.

Keywords: pneumatic drive; piston braking; hydraulic damper.

Введение. Пневмопривод применяется в различных областях промышленности, в том числе в машинах и механизмах лесного комплекса, так как имеет ряд преимуществ перед другими типами приводов: дешевизна; пожарная безопасность; экологичность; высокие скорости перемещения рабочих органов [2]. Однако последнее достоинство связано с ударом поршня о крыш-

ки цилиндров в его крайних положениях, что снижает надежность и долговечность оборудования. Поэтому обеспечение плавной остановки поршня за счет различных тормозных устройств, является актуальной задачей [10–12]. Одним из вариантов известных тормозных устройств в виде демпфера в пневмоцилиндре представлен на рис. 1 [1].

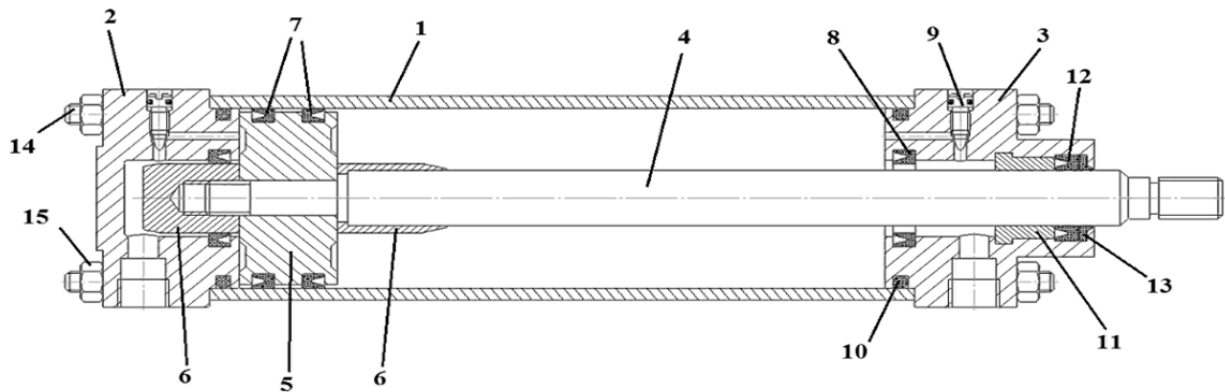


Рис. 1. Конструкция пневмоцилиндра с обычным демпфером

На рис. 1 представлена конструкция пневмопривода, который состоит из гильзы 1; передней и задней крышки 3 и 2; поршня 5, закрепленного с двух сторон демпфирующими втулками 6 на штоке 4; на поршне 5 установлены поршневые манжеты 7 для герметичного разделения поршневой штоковой полости; в крышках цилиндра 3 и 2 установлены уплотнительные кольца 8 и дроссельный винт 9; для герметичного уплотнения между крышками 3 и 2 и гильзой 1 устанавливается резиновое кольцо 10; в передней крышке 3 устанавливается направляющая втулка 11, которая служит опорой для штока пневмоцилиндра; также в передней крышке 3 установлены штоковая манжета 12 для герметичности штоковой полости и грязесъемное кольцо 13 для предотвращения попадания загрязняющих частиц в штоковую полость. Гильза 1, крышки 3 и 2 скреплены шпильками 14 и гайками 15. За счет демпфирующих втулок 6 на штоке и на поршне происходит торможение движения поршня в крайних положениях.

В данной работе представлено исследование торможения поршня в крайних положениях с помощью предложенного авторами нового усовершенствованного гидравлического амортизатора в виде демпфера, который устанавливается в крышках цилиндра и обеспечивает плавное безударное перемещение поршня в крайних положениях за счет прохождения масла через регулируемое иглой демпфера отверстие.

Методика исследования. При исследовании рассмотрим перемещение исполнительного механизма, нагрузка на пневмопривод которого определяется результирующей всех постоянных сил P и переменной составляющей силы демпфирования P_0 .

Уравнение перемещения поршня пневмопривода имеет вид [3]:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P - P_0, \quad (1)$$

где m — масса движущихся частей; x — координата перемещения; p_1, p_2 — давление воздуха в полостях цилиндра; F_1, F_2 — рабочие площади поршня.

Результирующая всех внешних сил P , приложенная к поршню:

$$p \cdot F - p_v \cdot F_v - P = 0, \quad (2)$$

где $P = P_1 \pm P_2 \pm P_3 \pm p_a \cdot F_{ш}$, (3)
 p, p_v — соответствующие давления в рабочей и выхлопной полостях пневмоцилиндра; P_1, P_2 — соответствующие силы трения и полезного сопротивления; P_3 — вес движущихся частей привода и поршня; $F_{ш}$ — площадь сечения штока.

Произведение $p_a \cdot F_{ш}$ характеризует давление окружающей среды на площадь штока.

Силу трения можно рассчитать по формуле:

$$P_1 = k_1 p_m \cdot F_1, \quad (4)$$

где F — эффективная площадь поршня со стороны наполнения; $k_1 = 0,2 \dots 0,5$ — коэффициент; $p_m = 0,4$ МПа — давления в магистрали [3].

Подставляя значения коэффициента k [4], получим силы трения в уплотнениях поршня пневмопривода.

Значение демпфирующей силы можно определить из следующего уравнения [5]:

$$P_{\delta} = F_{\delta} \cdot \Delta p = F_{\delta} \cdot \xi \cdot \frac{u^2 \gamma}{2g}, \quad (5)$$

где F_{δ} — сечение плунжера демпфера; u — скорость течения жидкости в демпфере; γ — плотность жидко-

$$\begin{cases} m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P - P_{\delta} \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1 \sqrt{RT_M}}{F_1(x+x_{01})\sqrt{\xi_1}} \sqrt{p_m^2 - p_1^2} - \frac{k p_1}{x+x_{01}} \frac{dx}{dt} \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{k f_2 \sqrt{RT_2}}{F_2(s-x+x_{02})\sqrt{\xi_2}} \left(\frac{p_2}{p_m}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_a^2} - \frac{k p_2}{(s-x+x_{02})} \frac{dx}{dt} \\ P_{\delta} = F_{\delta} \cdot \xi \cdot \frac{u^2 \gamma}{2g} \end{cases} \quad (6)$$

На рис. 2 приведена схема гидравлического демпфирующего устройства с регулируемым размером про-

сти; g — ускорение силы тяжести; ξ — коэффициент сопротивления, определяемый экспериментально.

Решая (5) совместно с уравнениями, определяющими изменения давления в обеих полостях рабочего цилиндра [6], получим математическую модель [7; 8], определяющую динамические характеристики процесса торможения пневматического привода:

пускного отверстия для масла с помощью конусной иглы дросселя.

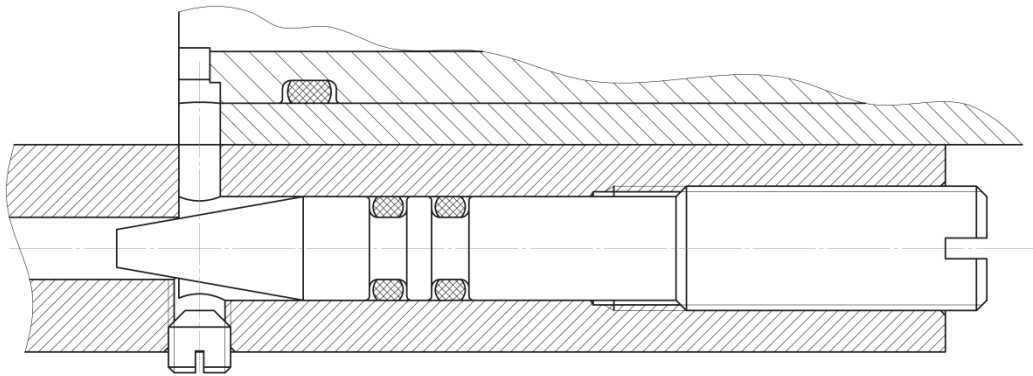


Рис. 2. Предлагаемый регулируемый дроссель

Размер выпускного отверстия, создаваемого конусом иглы, выполняет роль местного сопротивления. В момент удара часть объема масла направляется по каналу к конусу иглы, с помощью которого возможно регулировать сечение пропускного отверстия (игла является дросселем). Регулируя зазор между иглой и самим отверстием, в которую игла входит, можно регулировать скорость прохождения масла. Тогда скорость движения масла в амортизаторе будет зависеть от скорости движения поршня в пневмоцилиндре. В этом случае массовый расход масла в рабочей полости амортизатора будет равен массовому расходу масла в дросселе [9]:

$$G_a = G_{др} \quad (7)$$

Массовый расход масла в рабочей полости амортизатора и в дросселе определяется из следующих выражений:

$$G_a = \rho \cdot F_{др} \cdot V, \quad (8)$$

$$G_{др} = \rho \cdot F_{др} \cdot u. \quad (9)$$

Тогда скорость потока масла u в дросселе:

$$u = \frac{F_{др} \cdot V}{f_{др}} = \frac{F_{др}}{f_{др}} \frac{dx}{dt}. \quad (10)$$

В результате решения математической модели получен график зависимости скорости поршня от его перемещения в зависимости от разного диаметра сечения конуса иглы дросселя $d_{др}$, представленный на рис. 3.

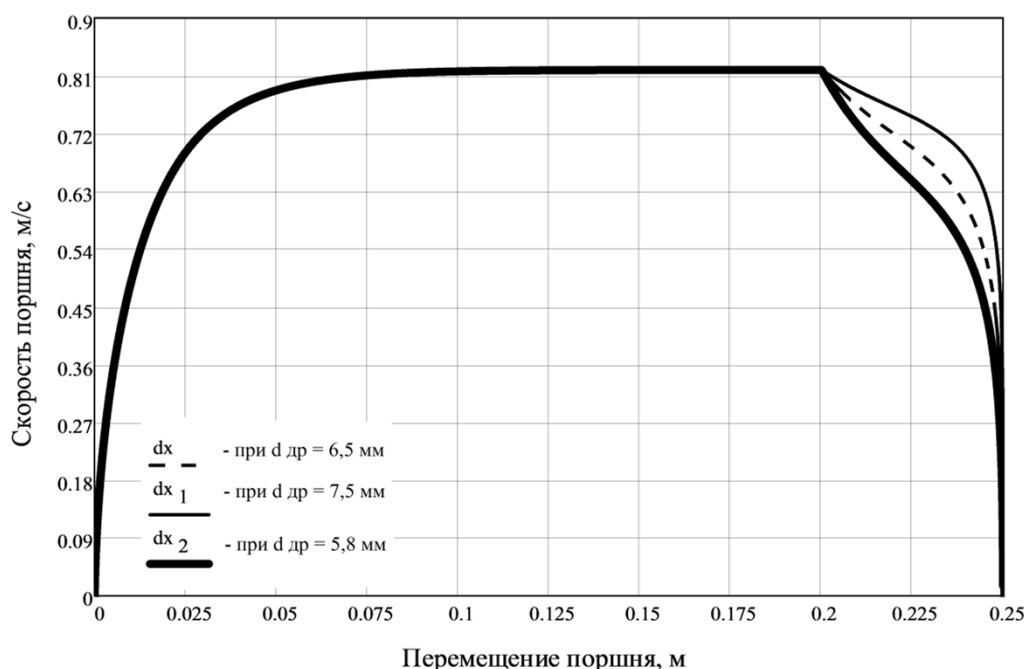


Рис. 3. График зависимости скорости поршня от перемещения в зависимости от разного диаметра сечения иглы дросселя d_{op} (положение иглы дросселя)

Результаты исследования. На основании проведенного исследования гидравлических устройств торможения пневматического привода получены следующие результаты:

- разработаны конструктивные решения по проектированию гидравлических демпферов;
- для оценки эффективности нового технического решения разработана математическая модель, определяющая динамические характеристики процесса торможения пневматического привода;
- определена зависимость скорости поршня от его перемещения с учетом разного диаметра сечения

иглы конуса гидравлического дросселя (положения иглы).

Выводы:

- демпфер в виде постоянного дросселя не обеспечивает плавное торможение поршня пневмоцилиндра;
- демпфер переменного дросселирования обеспечивает безударное торможение;

Использование предлагаемых устройств позволит усовершенствовать конструкцию пневматического привода и расширить область его применения в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

Литература

1. Устройство и принцип работы элементов, входящих в пневмопривод. URL: <https://studfile.net/preview/14734944/> (дата обращения: 27.12.2021).
2. Плясунов Н.В. Исследование длительности цикла и компоновочных схем роботизированных технологических комплексов на базе цикловых промышленных роботов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛНПО «Красная заря», 1987. 22 с.
3. Памфилов Е.А., Пыриков П.Г., Заикин А.Н., Меркелов Б.И. Обеспечение работоспособности рабочих органов и инструментов машин и оборудования лесного комплекса // Лесной журнал. 2010. № 3. С. 94.
4. Бирман А.Р., Соколова В.А., Плясунов Н.В., Коткас Л.А. Гидравлические устройства торможения пневмопривода в лесных и деревообрабатывающих машинах и механизмах // Изв. С.-Петербург. лесотехн. акад. 2015. № 210. С. 94-107.
5. Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справ. М.: Машиностроение, 1981. 408 с.
6. Бирман А.Р., Соколова В.А., Коткас Л.А. Безударное движение поршней пневмоцилиндров деревообрабатывающего оборудования за счет гидравлического демпфирования // Охрана и рациональное использование лесных ресурсов: сб. материалов VIII Междунар. форума (8-10

июня 2015 г.). Благовещенск: Из-во ДальГАУ, 2015. Ч. 1. С. 70-75.

7. Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справ. М.: Машиностроение, 1981. С. 200.
8. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2009. 121 с.
9. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1963. 324 с.
10. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. N.Y., Willey, 1967. 302 p.
11. Hajduk M., Tuleja P. Základy pneumatických mechanizmov I.: Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu a vákua, Technická univerzita v Košiciach, Košice. 2013.
12. Hajduk M., Tuleja P. Základy pneumatických mechanizmov II: Pneumatické ventily. Technická univerzita v Košiciach, Košice. 2018.

References

1. The device and the principle of operation of the elements included in the pneumatic actuator. URL: <https://studfile.net/preview/14734944/> (data obrashcheniya: 27.12.2021).
2. Plyasunov N.V. Study of cycle duration and layout schemes of robotic technological complexes based on cyclic industrial

- robots: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. L.: LNPO «Krasnaya zarya», 1987. 22 p.
3. Pamfilov E.A., Pyrikov P.G., Zaikin A.N., Merkelov B.I. Ensuring the operability of working bodies and tools of machines and equipment of the forest complex // Forest Journal. 2010. № 3. P. 94.
 4. Birman A.R., Sokolova V.A., Plyasunov N.V., Kotkas L.A. Hydraulic pneumatic drive braking devices in forestry and woodworking machines and mechanisms // Izvestia SPbLTA. 2015. № 210. P. 94-107.
 5. Gerc E.V., Kudryavcev A.I., Lozhkin O.V. Pneumatic devices and systems in mechanical engineering: sprav. M.: Mashinostroenie, 1981. 408 p.
 6. Birman A.R., Sokolova V.A., Kotkas L.A. Shockless movement of pistons of pneumatic cylinders of woodworking equipment due to hydraulic damping // Ochrana i racional'noe ispol'zovanie lesnyh resursov: sb. materialov VIII Mezhdunar. foruma (8-10 iyunya 2015 g.). Blagoveshchensk: Iz-vo Dal'GAU, 2015. CH. 1. P. 70-75.
 7. Gerc E.V., Kudryavcev A.I., Lozhkin O.V. Pneumatic devices and systems in mechanical engineering: sprav. M.: Mashinostroenie, 1981. P. 200.
 8. Donskoj A.S. Mathematical modeling of processes in pneumatic actuators. SPb.: Izd-vo Politekhnicheskogo un-ta, 2009. 121 p.
 9. Ermakov V.V. Hydraulic drive of metal cutting machines. M.: Mashgiz, 1963. 324 p.
 10. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. N.Y., Willey, 1967. 302 p.
 11. Hajduk M., Tuleja P. Základy pneumatických mechanizmov I.: Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu a vákua, Technická univerzita v Košiciach, Košice. 2013.
 12. Hajduk M., Tuleja P. Základy pneumatických mechanizmov II: Pneumatické ventily. Technická univerzita v Košiciach, Košice. 2018.