

**А.Р. Бирман, В.А. Соколова, Н.В. Плясунов, Л.А. Коткас**

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА ТОРМОЖЕНИЯ ПНЕВМОПРИВОДА В ЛЕСНЫХ И ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ**

*Введение.* Пневмопривод широко используется в лесной и деревообрабатывающей промышленности. Пневмопривод имеет достаточно преимуществ перед другими типами приводов: это дешевизна и общедоступность рабочей среды, однолинейная схема подвода энергии, при которой воздух выпускается в атмосферу, пожарная безопасность, экологическая чистота рабочего процесса, возможность получения высоких скоростей перемещения рабочих органов (до 5...7 м/с) [Плясунов, 1987]. Однако ввиду высоких скоростей поршня пневмопривода, необходимо осуществлять его торможение в конце прямого и обратного хода, так как и относительно небольшие скорости подхода поршня к его крайнему положению с ударом вызывают вибрацию, шум, снижают долговечность оборудования. Все эти явления становятся особенно ощутимыми, когда масса подвижных частей привода и ведомого механизма велика. Таким образом, введение плавной остановки поршня желательно во всех случаях, а расчет тормозных устройств должен стать необходимым этапом выбора параметров пневмопривода [Памфилов и др., 2010].

В пневмоприводах используют два типа торможения: с помощью демпфирующих устройств (внешние устройства), торможение с использованием рабочего тела (создание воздушной подушки). Результаты экспериментов показывают, что вышеуказанные способы не решают проблемы плавной остановки поршня в конце хода, так как наблюдается пульсация скорости [Герц и др., 1981].

В данной работе представлено исследование торможения поршня с помощью гидравлического амортизатора для трех вариантов:

- с установленным в канале амортизатора дросселем;
- с регулирующим органом, непрерывно меняющим проходное сечение (на плунжере амортизатора выполняются прямоугольные и треугольные шлицы);
- комбинированный вариант с регулирующим органом и дросселем.

Цель данного исследования – повышение технических параметров пневмопривода путем доработки конструкции гидравлического амортизатора, которые должны обеспечивать плавное уменьшение скорости, безударную остановку поршня, а также иметь технологичную конструкцию.

*Методика исследования.* Объектом исследования является привод рукоятки промышленного манипулятора.

Будем считать, что нагрузка на привод рукоятки промышленного манипулятора состоит из двух частей: постоянной составляющей, характеризующейся значением результирующей  $P$  всех постоянных сил, действующих на пневмопривод, и из переменной составляющей  $P_d$ , представляющей собой силу демпфирования, которая возникает в гидравлическом демпфере, установленном на манипуляторе.

Уравнение движения пневмопривода с учетом переменных сил, возникающих в конце хода манипулятора, имеет следующий вид:

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

где  $m$  – масса поступательно движущихся частей;  $x$  – координата перемещения;  $p_1, p_2$  – давление воздуха в первой и второй полостях;  $F_1, F_2$  – площади торцов поршня.

Значение результирующей всех сил, действующих на поршень, кроме сил давления воздуха, из уравнения равновесия поршня:

$$pF - p_b F_b - P = 0, \quad (2)$$

$$P = P_1 \pm P_2 \pm P_3 \pm p_a F_{ш}, \quad (3)$$

где  $p, p_b$  – давление соответственно в рабочей и выхлопной полостях;  $P$  – результирующая всех сил, действующих на поршень, кроме давления воздуха;  $P_1$  – сила трения;  $P_2$  – сила полезного сопротивления;  $P_3$  – вес поршня и присоединенных к нему движущихся частей привода;  $F_{ш}$  – площадь сечения штока;  $p_a F_{ш}$  – характеризует давление воздуха и окружающей среды на площадь штока.

Так как в пневмоприводе используются в качестве уплотнений резиновые манжеты, то силу трения можно рассчитать по формуле

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

где  $F$  – эффективная площадь поршня со стороны наполнения;  $k_1 = 0,2 \dots 0,5$  – коэффициент;  $p_m = 0,4$  МПа – давление в магистрали.

Эффективная площадь поршня со стороны наполнения ( $m^2$ ):

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_{ш}^2) = \frac{\pi}{4} (32^2 - 22^2) 10^{-6} = 424,1150 \cdot 10^{-6}. \quad (5)$$

Подставляя определенные экспериментально значения коэффициента  $k$ , получим силы трения в уплотнениях манипулятора (Н):

$$P_1 = 0,25 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 424,1150 \cdot 10^{-6} = 42,4115. \quad (6)$$

Вследствие того, что основной период движения устройства происходит без нагрузки (захват свободный), сила полезного сопротивления  $P_2$  будет равна нулю.

Рассматриваемый нами привод является горизонтальным, поэтому вес поршня и присоединенных к нему движущихся частей привода в уравнение результирующей силы входить не будет, т. е.  $P_3 = 0$ .

Поскольку конструкция рассматриваемого привода предполагает наличие двустороннего штока с одинаковыми площадями  $F_{ш}$ , сила давления окружающей среды на шток будет уравниваться и не будет оказывать влияние на движение привода.

Значение демпфирующей силы можно определить из следующего уравнения [Ермаков, 1963]:

$$P_d = F_d \Delta p = F_d \xi \frac{u^2 \gamma}{2g}, \quad (7)$$

где  $F_d$  – площадь сечения плунжера демпфера;  $u$  – скорость течения жидкости в демпфере;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

Уравнение (7) должно решаться совместно с уравнениями, характеризующими изменения давления в обеих полостях рабочего цилиндра [Герц и др., 1981]:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{kf_1 \sqrt{RT_M}}{F_1(x + x_{01}) \sqrt{\xi_1}} \sqrt{p_m^2 - p_1^2} - \frac{kp_1}{x + x_{01}} \frac{dx}{dt}, \quad (8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{kf_2 \sqrt{RT_2}}{F_2(s - x + x_{02}) \sqrt{\xi_2}} \left( \frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_a^2} - \frac{kp_2}{(s - x + x_{02})} \frac{dx}{dt}, \quad (9)$$

где  $p_1$  – давление в полости нагнетания;  $x$  – координата положения поршня;  $x_0 = 0,03$  – приведенная координата мертвого объема

Окончательно математическая модель пневмоцилиндра имеет вид [Донской, 2009]:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - P - P_d, \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{kf_1 \sqrt{RT_M}}{F_1(x + x_{01}) \sqrt{\xi_1}} \sqrt{p_m^2 - p_1^2} - \frac{kp_1}{x + x_{01}} \frac{dx}{dt}, \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{kf_2 \sqrt{RT_2}}{F_2(s - x + x_{02}) \sqrt{\xi_2}} \left( \frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_a^2} - \frac{kp_2}{(s - x + x_{02})} \frac{dx}{dt}, \\ P_d = F_d \xi \frac{u^2 \gamma}{2g}. \end{cases} \quad (10)$$

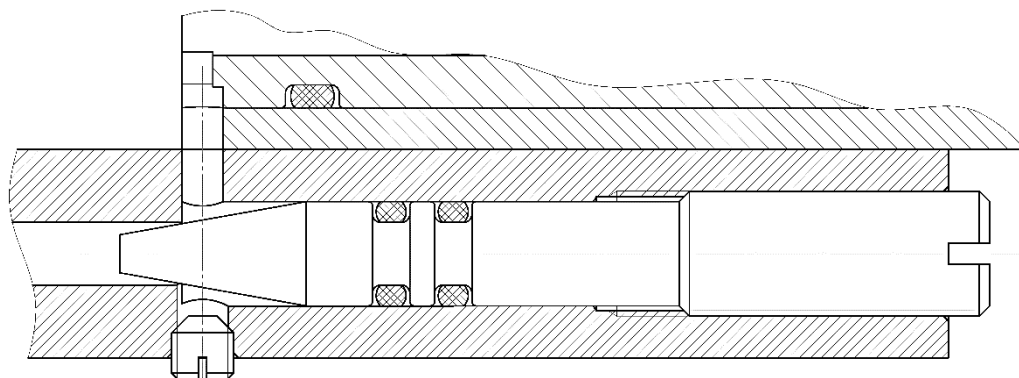


Рис. 1. Схема регулируемого дросселя

На рис. 1 приведена схема иглы, а на рис. 2 – расчетная схема амортизатора рукояти.

Игла расположена в канале, предназначенном для передавливания масла в противоположную полость при перемещении штока. Игла представляет собой местное сопротивление. В момент когда упор вдавливает шток амортизатора, часть объема масла отсекается и передавливается по каналу, задросселированному иглой.

Скорость поршня амортизатора равна скорости поршня пневмоцилиндра, поэтому скорость масла в амортизаторе будет также зависеть от скорости поршня пневмоцилиндра.

Рассмотрим расчетную схему амортизатора манипулятора. Условные обозначения, принятые на схеме:

$F_{др}$  – площадь сечения плунжера демпфера расчетная;

$V$  – скорость плунжера;

$G_a$  – массовый расход в амортизаторе;

$f_{др}$  – площадь дросселирующего отверстия;

$u$  – скорость жидкости в дросселе;

$G_{др}$  – массовый расход в дросселе.

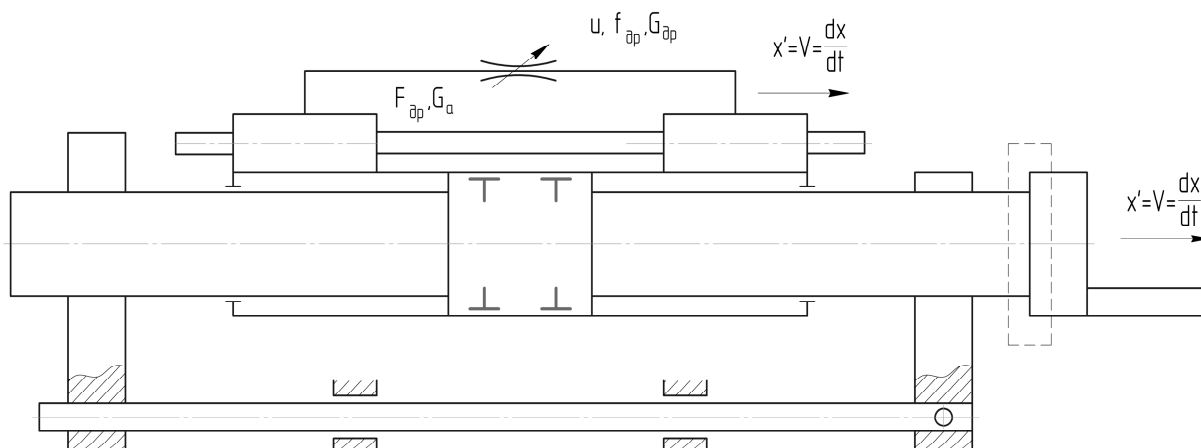


Рис. 2. Расчетная схема амортизатора рукояти манипулятора

Поскольку весь отсеченный плунжером объем масла проходит по каналу, задросселированному иглой, то массовый расход в рабочей полости амортизатора будет равен массовому расходу в дросселе:

$$G_a = G_{др}. \quad (11)$$

Формула для массового расхода в рабочей полости амортизатора определяется из следующего выражения:

$$G_a = \rho F_{др} V, \quad (12)$$

где  $\rho$  – плотность вещества;

Формула для массового расхода в дросселе определяется из следующего выражения:

$$G_{др} = \rho F_{др} u. \quad (13)$$

Таким образом, можно выразить скорость потока в дросселе следующим образом:

$$u = \frac{F_{др} V}{f_{др}} = \frac{F_{др} \frac{dx}{dt}}{f_{др}}, \quad (14)$$

т. е. скорость зависит от скорости поршня пневмопривода и от площади дросселирующего отверстия. Уравнение должно решаться совместно с уравнениями изменения давления в полостях пневмоцилиндра, с уравнением движения поршня, уравнением демпфирующей силы.

В результате решения математической модели получили график, представленный на рис. 3.

В данной работе буферное устройство представляет собой поршень амортизатора с выполненными на боковой поверхности плунжера шлицами. Сопротивление такого регулирующего органа меняется по мере прохождения поршнем амортизатора конечного участка. Изменение сопротивления происходит за счет изменения сечения проходного отверстия регулирующего органа, что влечет за собой изменение скорости масла в этом сечении проходного отверстия, т. е.

$$v_x = \frac{dx}{dt} \frac{F_i''}{F_i'' - \Delta F_i} = \frac{dx}{dt} \frac{F_i''}{F_i}, \quad (15)$$

где  $F_i''$  – наибольшее сечение регулирующего проходного отверстия;  $v_x$  – текущая скорость масла в том же сечении;  $F_i$  – текущее сечение регулируемого отверстия.

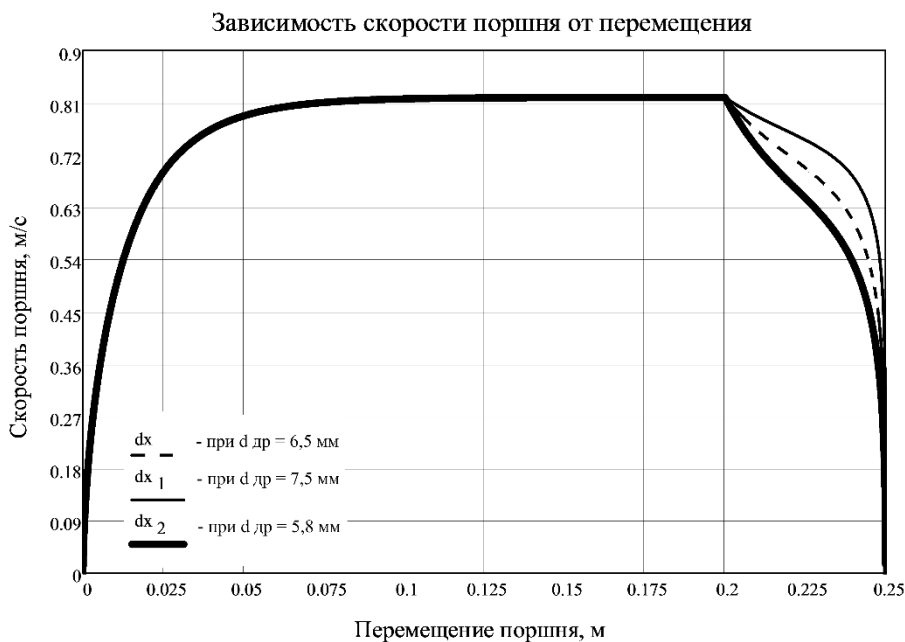


Рис. 3. График зависимости скорости поршня от перемещения в зависимости от разного диаметра иглы дросселя  $d_{др}$

Каждое проходное сечение имеет геометрическую характеристику, которая показывает связь между перемещением регулирующего органа  $h$  и изменением в связи с этим сечения  $F_i$  проходного отверстия. Такая характеристика  $F_i = f(h)$  для данного проходного сечения может быть одна, и поскольку она геометрическая, то свободна от воздействия на нее каких-либо внешних причин.

Рассмотрим шлицы прямоугольные профиля, равномерно расположенные на поверхности цилиндра.

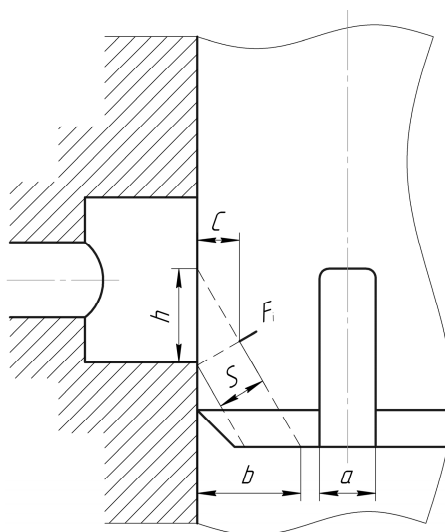


Рис. 4. Форма проходного сечения — шлицы прямоугольного профиля

Из рис. 4 следует:

$$C = S \cdot \cos \alpha, \quad S = h \cdot \cos \alpha, \quad C = h \cdot \sin \alpha \cos \alpha. \quad (16)$$

Текущее проходное сечение:

$$F_{\text{дп}} = zah \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha, \quad (17)$$

где  $z$  – количество шлицев;  $a$  – ширина шлица;  $h$  – подъем регулирующего органа.

Изменение площади отверстия происходит за счет уменьшения подъема  $h$ . Величина  $h$  начинает изменяться на участке, равном 0,2 м. Получаем следующее выражение для подъема  $h$ :

$$h = s - x \text{ при } x > 0,2, \quad (18)$$

где  $s$  – величина хода поршня пневмопривода;  $x$  – участок хода без демпфирования.

Таким образом, когда поршень пневмоцилиндра проходит участок без демпфирования, то величина  $h$  равна своему максимальному значению  $h_0$  (отверстие открыто полностью). На участке демпфирования  $h$  начинает уменьшаться до своего минимального значения. Площадь отверстия изменяется с изменением величины  $h$ .

Наибольшая величина площади отверстия будет равна:

$$F_{\text{дп}} = z_0 a_0 h_0 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha. \quad (19)$$

Текущую величину площади отверстия можно найти из следующего выражения:

$$F_{\text{дп}i} = zah_i \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha. \quad (20)$$

Уравнение для площади проходного сечения входит в уравнение для демпфирующей силы:

$$P_{\text{д}} = F_{\text{д}} \xi \frac{u^2 \gamma}{2g}. \quad (21)$$

Уравнение решается совместно с уравнением (15), уравнениями изменения давления в полостях гидроцилиндра и уравнением движения поршня. В результате решения получили график, представленный на рис. 5. Расчет выполняется для разного количества шлицев на поверхности плунжера, а также для разной ширины шлица.

Рассматриваются шлицы треугольного профиля, равномерно расположенные по поверхности цилиндра. Треугольный профиль проходного сечения представлен на рис. 6.

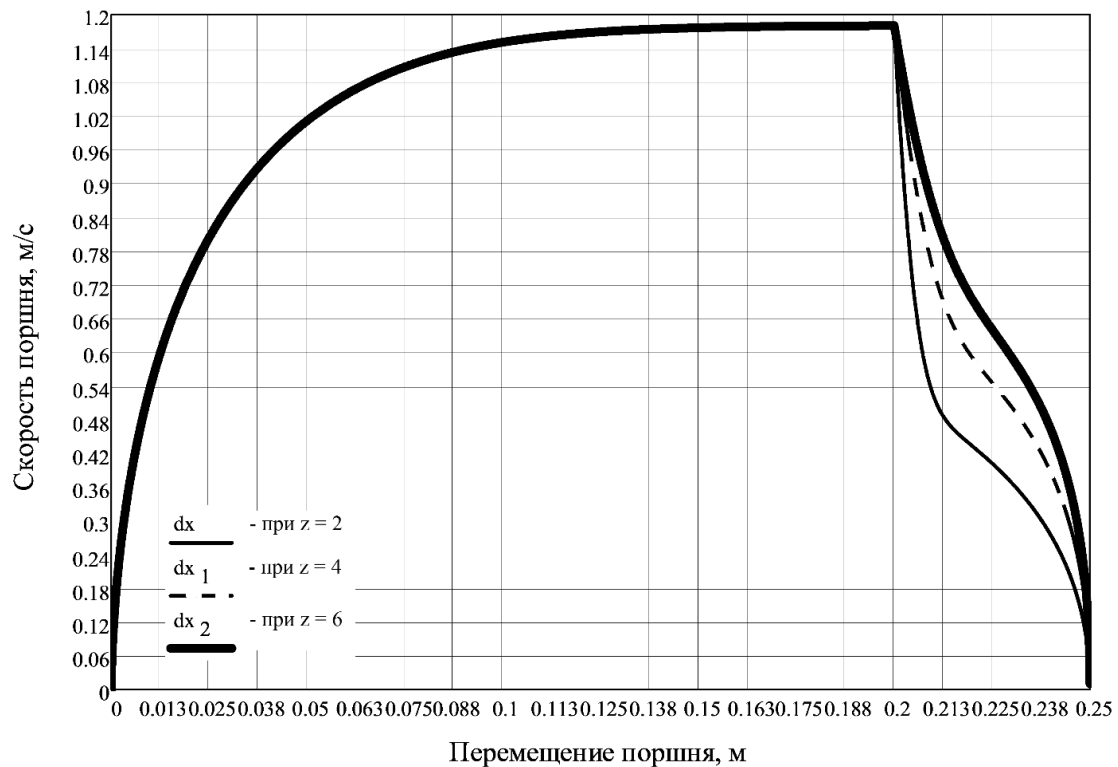


Рис. 5. График зависимости скорости поршня от перемещения в зависимости от разного количества шлицев  $z$  на плунжере амортизатора

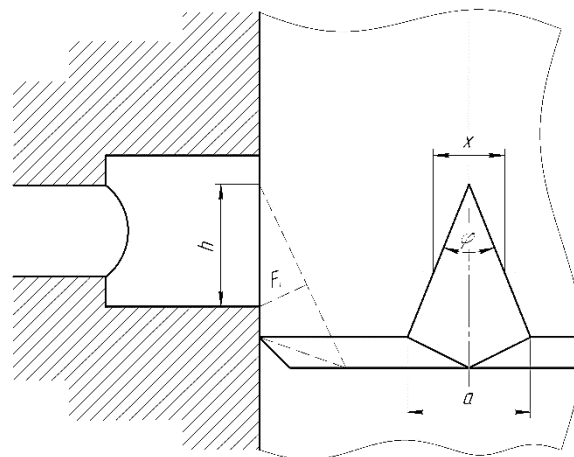


Рис. 6. Форма проходного сечения – шлицы треугольного профиля

Текущее проходное сечение

$$F_{\text{дпi}} = \frac{zx \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha h}{2}, \quad (22)$$

и поскольку

$$x = 2h \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (23)$$



то 
$$F_{dpi} = zh^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \sin \alpha \cdot \cos \alpha. \quad (24)$$

Наибольшая величина площади отверстия:

$$F_{dpi} = zh_0^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha. \quad (25)$$

Текущая величина площади отверстия:

$$F_{dpi} = zh_i^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha. \quad (26)$$

Аналогично с прямоугольными шлицами выполнен расчет для разного количества шлицев на поверхности плунжера амортизатора и для разного угла раскрытия шлица. В результате расчета получили график, представленный на рис. 7.

Предлагается новая конструкция тормозного гидравлического устройства. Устройство представляет собой гидродемпфер, состоящий из двух каналов демпфирования. В одном непрерывно меняется сечение на заданном участке торможения, а во втором установлен постоянный дроссель, сечение которого можно менять перед включением привода.

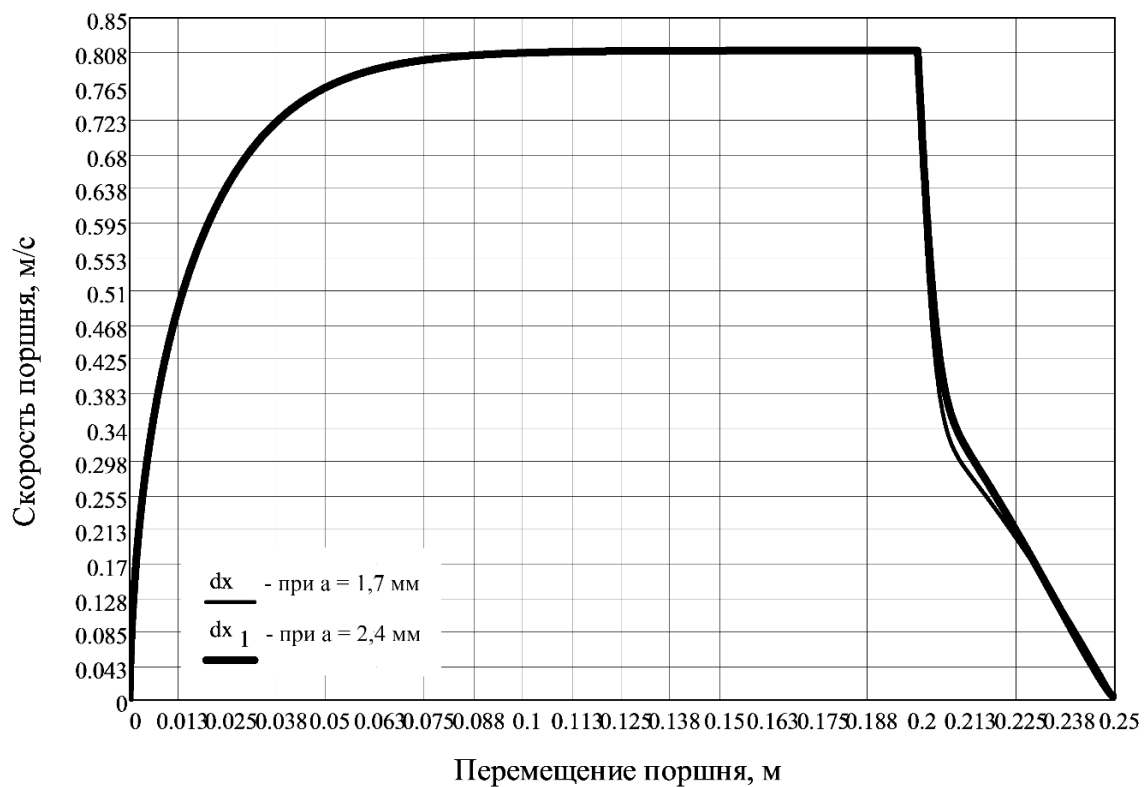


Рис. 7. График зависимости скорости поршня от перемещения при разной ширине шлицев

Канал демпфирования, в котором непрерывно меняется сечение, представляет собой поршень амортизатора с выполненными на боковой поверхности шлицами разной формы. Такой вариант устройства рассматривался выше.

Скорость  $v$  в гидродемпфере, как указывалось ранее, зависит от скорости поршня и от текущей площади буферного отверстия, см. формулу (14). Скорость  $u$  зависит от скорости поршня пневмопривода и от площади дросселирующего отверстия, см. формулу (15).

Сила демпфирования для иглы:

$$B_d = F_{dp} \xi_1 \frac{u^2 \gamma}{2g}, \quad (27)$$

где  $\xi_1$  – коэффициент сопротивления в проходном отверстии.

Уравнения (14), (15) и (27) решаются совместно с уравнениями математической модели (10).

На рис. 8 представлен график зависимости скорости поршня пневмоцилиндра от его перемещения на участке демпфирования, полученный в результате решения математической модели.

Из графика следует, что применение комбинированного способа торможения поршня пневматического цилиндра обеспечивает лучшие характеристики процесса торможения. Комбинированный способ обеспечивает плавную остановку поршня на участке демпфирования.

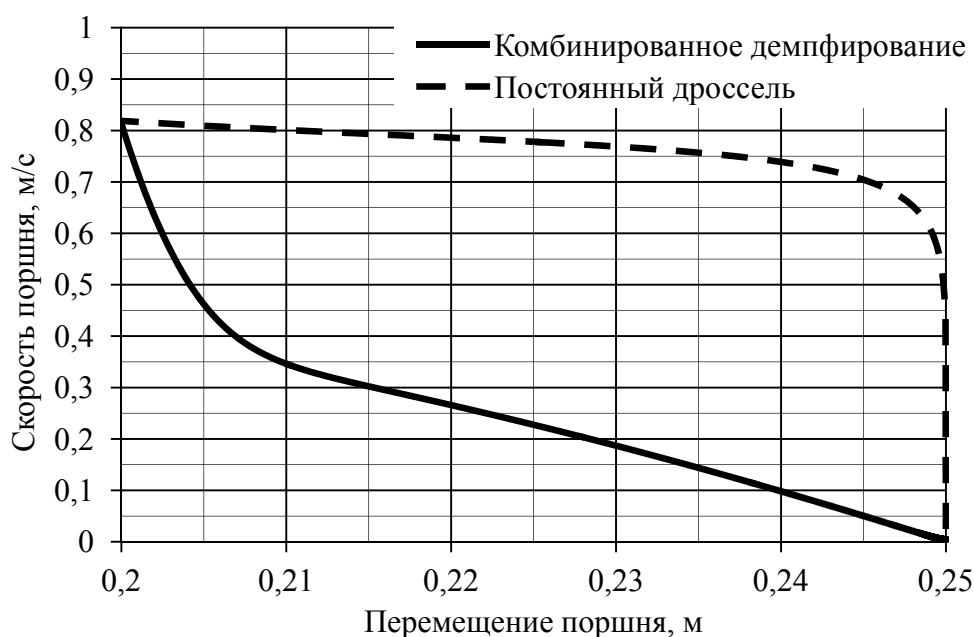


Рис. 8. График зависимости скорости поршня пневмоцилиндра от его перемещения

В дальнейшем предполагается исследование устройств торможения любых типов пневмоприводов в разных условиях производства и создание общей методики разработки устройств торможения.

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

- разработаны три новых варианта конструкции гидравлического демпфера;
- для оценки эффективности предложенных вариантов разработана математическая модель работы пневматического привода, с помощью которой исследованы динамические характеристики процесса торможения пневматического привода;
- получены зависимости скорости поршня с учетом геометрической формы шлицев, их размеров и количества;
- предложен оптимальный вариант конструкции гидравлического демпфера, который позволит получать лучшие характеристики процесса торможения пневматического привода.

*Выводы.* Установлено следующее:

- вариант демпфера в виде постоянного дросселя не дает возможность получать плавное торможение;
- вариант демпфера с переменным дросселированием позволяет получать плавное торможение;
- комбинированный вариант демпфера, состоящий из двух каналов – с переменным и постоянным дросселированием, обеспечивает лучшие характеристики процесса торможения.

Таким образом, использование предлагаемых устройств позволит получать плавное торможение пневматического привода и тем самым расширять область его применения в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

### **Библиографический список**

*Донской А.С.* Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 121 с.

*Ермаков В.В.* Гидравлический привод металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1963. 324 с.

*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.

*Плясунов Н.В.* Исследование длительности цикла и компоновочных схем роботизированных технологических комплексов на базе цикловых промышленных роботов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: Красная заря, 1987. 22 с.

*Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В.* и др. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / под общ. ред. Е.В. Герца. М.: Машиностроение, 1981. 408 с.

### **Bibliography**

*Donskoi A.S.* Matematicheskoe modelirovanie protsessov v pnevmaticeskikh privodakh: ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2009. 121 s. (Rus)

*Ermakov V.V.* Gidravlicheskiy privod metallorzhushchikh stankov. M.: Mashgiz, 1963. 324 s. (Rus)

*Pamfilov E.A., Pyrikov P.G., Zaikin A.N., Merkelov B.I.* Obespechenie rabotosposobnosti rabochikh organov i instrumentov mashin i oborudovaniia lesnogo kompleksa. *Lesnoi zhurnal*. 2010. № 3. S. 94. (Rus)

*Plyasunov N.V.* Issledovanie dlitel'nosti tsikla i komponovochnykh skhem robotizirovannykh tekhnologicheskikh kompleksov na baze tsiklovykh promyshlennykh robotov: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. L.: Krasnaia zaria, 1987. 22 s. (Rus)

*Gerts E.V., Kudriavtsev A.I., Lozhkin O.V. i dr.* Pnevmaticheskie ustroistva i sistemy v mashinostroenii: spravochnik. Pod obshch. red. E.V. Gerts. M.: Mashinostroenie, 1981. 408 s. (Rus)

---

**Бирман А.Р., Соколова В.А., Плясунов Н.В., Коткас Л.А.** Гидравлические устройства торможения пневмопривода в лесных и деревообрабатывающих машинах и механизмах // *Известия Санкт-петербургской лесотехнической академии. 2015. Вып. 210. С. 95–107.*

Рассмотрены способы торможения поршня пневмоцилиндра с помощью гидравлического амортизатора с целью исключения удара в начале и конце хода поршня. Установлено, что существующие способы торможения не обеспечивают отсутствия удара, что приводит к вибрации, повышенному уровню шума и снижению долговечности работы пневмопривода, в частности манипуляторов.

Предложено техническое решение с использованием гидравлического амортизатора, построена математическая модель процесса торможения предлагаемым способом. Установлено, что конструкция комбинированного демпфера, состоящая из двух каналов – с постоянным и переменным дроселированием, обеспечивает лучшие характеристики процесса торможения.

**Ключевые слова:** пневмопривод, торможение поршня, гидродемпфер.

**Birman A.R., Sokolova V.A., Plyasunov N.V., Kotkas L.A.** Hydraulic braking device of a pneumatic actuator in the forestry and woodworking machines and devices. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicoskoj Akademii*, 2015, is. 210, pp. 95–107 (in Russian with English summary).

In the article the methods of braking of the piston of the pneumatic cylinder with hydraulic shock absorber to avoid being hit in the beginning and the end of the stroke are giving. It is established that the existing methods of braking does not provide no shock that leads to vibration, excessive noise and reduce the durability of the pneumatic actuator, in particular, manipulators.

The proposed solution using a hydraulic shock absorber, a mathematical model of the braking process of the proposed method is giving. It is established that the design of a combined damper consisting of two channels with constant and variable roseline provides the best characteristics of the braking process.

Key words: actuator, the braking piston, the hydraulic damper.

**БИРМАН Алексей Романович** – профессор Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета, доктор технических наук, профессор.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: birman1947@mail.ru

**BIRMAN Alexey R.** – DCs (Engineering), Professor, St. Petersburg State Forest University

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: birman1947@mail.ru

**СОКОЛОВА Виктория Александровна** – доцент Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета, кандидат технических наук, доцент.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: sokolova\_vika@inbox.ru

**SOKOLOVA Victoria A.** – PhD (Engineering), associate Professor, St. Petersburg State Forest University

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: sokolova\_vika@inbox.ru

**ПЛЯСУНОВ Николай Васильевич** – доцент Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета, кандидат технических наук, доцент.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: pliasunov\_nik1@bk.ru

**PLYASUNOV Nikolay V.** – PhD (Engineering), associate Professor, St. Petersburg State Forest University

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: pliasunov\_nik1@bk.ru

**КОТКАС Любовь Александровна** – инженер Концерна НПО Аврора.

190000, ул. Карбышева, д. 15, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: kotkas334@gmail.com

**KOTKAS Lyubov A.** – engineer, Concern Aurora.

190000. Karbisheva str. 15. St. Petersburg. Russia. E-mail: kotkas334@gmail.com