

# ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКА ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОГО И ЛЕСОВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВ

УДК 621.54

## ТОРМОЖЕНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ПНЕВМОПРИВОДА В МЕХАНИЗМАХ ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА

**А.Р. Бирман**, д-р техн. наук, профессор, ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ, г. Санкт-Петербург, РФ;  
birman1947@mail.ru;

**В.А. Соколова**, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ, г. Санкт-Петербург, РФ;  
sokolova\_yika@inbox.ru;

**Л. А. Коткас** инженер, Концерн НПО «Аврора»  
pliasunov\_nik1@bk.ru

*В статье предложено техническое решение с использованием гидравлического амортизатора, построена математическая модель процесса торможения предлагаемым способом.*

Целью исследования являлось повышение технических параметров пневмопривода путем доработки конструкции гидравлического амортизатора, который должны обеспечивать плавное уменьшение скорости, безударную остановку поршня, а также иметь технологичную конструкцию.

Объектом исследования является привод руки промышленного манипулятора. Нагрузка на привод руки промышленного манипулятора состоит из двух частей: постоянной составляющей, характеризующейся значением результирующей  $P$  всех постоянных сил, действующих на пневмопривод, и из переменной составляющей  $P_0$ , 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:

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

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:

$$pF - p_v F_v - P = 0, \quad (2)$$

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

где  $p$  и  $p_v$  – 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 – давления в магистрали.

Эффективная площадь поршня со стороны наполнения:

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

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

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

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.  $P_3 = 0$ .

Значение демпфирующей силы можно определить из следующего уравнения [2]:

$$P_0 = F_0 \Delta p = F_0 \xi \frac{u^2 \gamma}{2g}, \quad (7)$$

где  $F_0$  – сечение плунжера демпфера;

$u$  – скорость течения жидкости в демпфере;

$\gamma$  – удельный вес жидкости;

$g$  – ускорение силы тяжести;

$\xi$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

Окончательно математическая модель пневмоцилиндра имеет вид [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - P - P_0 \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1 \sqrt{RT_M}}{F_1 (x + x_{01}) \sqrt{\xi_1}} \sqrt{p_m^2 - p_1^2} - \frac{k p_1}{x + x_{01}} \frac{dx}{dt} \\ \frac{dp_2}{dt} = - \frac{k f_2 \sqrt{RT_2}}{F_2 (s - x + x_{02}) \sqrt{\xi_2}} \left( \frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_a^2} - \frac{k p_2}{(s - x + x_{02})} \frac{dx}{dt} \\ P_0 = F_0 \xi \frac{u^2 \gamma}{2g} \end{array} \right., \quad (8)$$

В результате решения математической модели получили график, представленный на рис. 1.

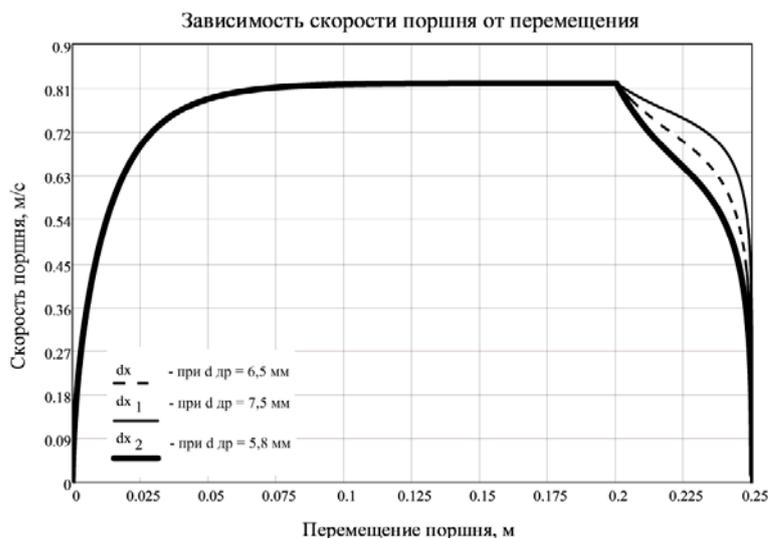


Рис. 1. График зависимости скорости поршня от перемещения в зависимости от разного диаметра иглы дросселя  $d_{др}$

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. Канал демпфирования, в котором непрерывно меняется сечение, представляет собой поршень амортизатора, с выполненными на боковой поверхности шлицами разной формы. Скорость  $v$  в гидродемпфере зависит от скорости поршня и от текущей площади буферного отверстия. Скорость  $u$  зависит от скорости поршня пневмопривода и от площади дросселирующего отверстия [3].

На рис. 2 представлен график зависимости скорости поршня пневмоцилиндра от его перемещения на участке демпфирования, полученный в результате решения математической модели.

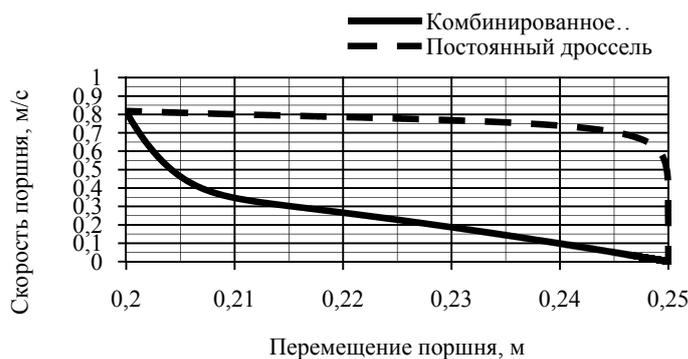


Рис. 2. График зависимости скорости поршня пневмоцилиндра от его перемещения

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.

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

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 в зависимости от геометрической формы шлицев, их размеров и их количества;
- на основании полученных результатов предложен оптимальный вариант конструкции гидравлического демпфера, который позволит получать лучшие характеристики процесса торможения пневматического привода.

**Выводы.** В результате проведенного исследования установлено:

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

Использование предлагаемых устройств позволит получать плавное торможение пневматического привода и тем самым расширить область его применения в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учебное пособие. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2009. – 121 с.
2. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1963. – 324 с.
3. Обеспечение работоспособности рабочих органов и инструментов машин и оборудования лесного комплекса / Е.А. Памфилов, П.Г. Пыриков, А.Н. Заикин, Б.И. Меркелов // Лесной журнал. – 2010. – №3. – С. 94.

УДК 674.023.1

#### АВТОМАТИЗАЦИЯ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ОКОРКИ БРЕВЕН В ОКОРОЧНЫХ БАРАБАНАХ

**И.В. Григорьев**, д-р техн. наук, профессор, ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ, г. Санкт-Петербург, РФ

**Д.Е. Куницкая**, аспирант, ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ, г. Санкт-Петербург, РФ

**О.А. Куницкая**, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ, г. Санкт-Петербург, РФ

**Ю.В. Ланских**, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВПО ВятГУ, г. Киров, РФ

silver73@inbox.ru

*В статье описаны новые технические решения для автоматизации оценки качества окорки бревен в окорочных барабанах.*