

Одновременно каждая характеристика имеет по 5 оценочных позиций, которые также расположены в ранжированной последовательности. Причем, по мере возрастания порядкового номера позиции описывается более совершенная конструкция.

Выводы

Методом экспертных оценок для оценки значимости патентных решений, описывающих конструкции грузозахватных устройств для захвата и транспортировки рулонных бумаг, авторами была разработана определительная таблица значимости патентов (ОТЗП).

ЛИТЕРАТУРА

1. Добров Г.М. и др. Прогнозирование и оценка научно-технических нововведений. Киев, Наукова думка, 1989, 280 с.
2. Гмошинский В.Г. Инженерное прогнозирование. М., Энергоиздат, 1982, 208 с.
3. Бобровников Г.Н., Хлебанов А.И. Комплексное прогнозирование создания новой техники. М., Экономика, 1989, 230 с.
4. Тимофеева Н.М., Чабровский В.А. Методология обработки патентной информации при прогнозировании научно-технического прогресса в судостроении. Л., Судостроение, 1974, 121 с.
5. Сурашов Н.Т. Прогнозирование конструкций рабочих органов землеройно-транспортных машин на основе анализа патентной информации. Алматы, КазНТУ, 2004, 164 с.
6. Скорняков Э.П., Горбунова М.Э. Отбор наиболее эффективных изобретений из мирового патентного фонда для использования в НИОКР. М., ОАО ИНИЦ ПАТЕНТ, 2008, 176 с.

УДК 621.658.011.541.011.56

Еренчинов Данияр Кагазбекович – к.т.н. (Алматы, АО «ДАСУ»)

ДИНАМИКА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПОЛУАВТОМАТА Д7

Эффективность работы станка-автомата по финишной обработке пробок шаровых кранов обкатыванием в торовом желобе между двумя дисками зависит от давления создаваемого пневмосистемой [1]. Поэтому выбор регулятора расхода воздуха системы автоматического регулирования давления является актуальным.

В данной статье приводятся результаты расчетной схемы регулятора расхода воздуха, которая представлена на рисунке 1.

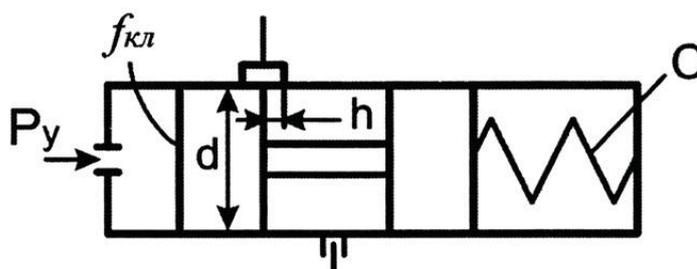


Рисунок 1 - Расчетная схема регулятора расхода воздуха

При выводе математической модели регулятора расхода воздуха учитываем: инерционные силы, вязкое трение, составляющую пневмоцилиндрической силы и усилие пружины [2]. Тогда дифференциальное уравнение движения клапана регулятора расхода воздуха, составленное на основании принципа Д'Аламбера, имеет вид:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + \gamma \frac{dh}{dt} + (K_r + C)h = P_y f_{кл}, \quad (1)$$

где m - масса клапана; K_r - коэффициент пропорциональности пневмодинамической силы; γ - коэффициент вязкого трения, зависящий, в основном, от сорта масла; P_y - давление, действующее на торец клапана.

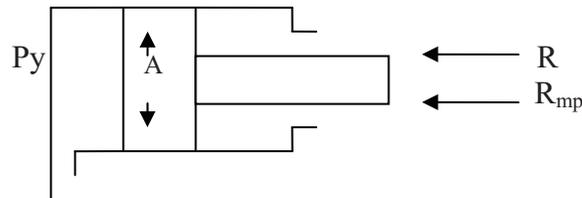


Рисунок 2 - Расчетная схема P_y

Из уравнения статики силового цилиндра (рисунок 2) следует, что

$$P_y \cdot \frac{\pi D^2}{4} = R + R_{mp},$$

отсюда,

$$P_y = \frac{R + R_{mp}}{0,78 D^2},$$

где D – диаметр клапана, R – полезная нагрузка, R_{mp} - силы трения. Вводим обозначения:

$$T_2 = \sqrt{\frac{m}{K_r + C}}; \quad \xi_2 = \frac{\gamma}{2\sqrt{m(K_r + C)}}; \quad K_2 = \frac{f_{кл}}{K_r + C}$$

Тогда уравнение (1) примет вид:

$$T_2^2 \frac{d^2 h}{dt^2} + 2T_2 \xi_2 \frac{dh}{dt} + h = P_y K_2 \quad (2)$$

Характеристическое уравнение (2) будет

$$T_2^2 K_2 + 2T_2 \xi_2 + 1 = 0.$$

Его корни

$$K_{1,2} = -\frac{\xi_2}{T_2} \pm \sqrt{\xi_2^2 - 1}.$$

Для случая

$$\xi_2^2 < 1; \quad K_{1,2} = -\frac{\xi_2}{T_2} \pm j\omega; \quad \omega = \frac{1}{T_2} \sqrt{1 - \xi_2^2}$$

Решением уравнения (2) при таких значениях корней при начальных условиях:

$$t = 0; \quad h = 0; \quad \frac{dh}{dt} = 0, \quad \text{будет} \quad h = e^{-\frac{\xi_2 t}{T_2}} (C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t) + P_y K_2,$$

где $C = -P_y K_2$; $C_2 = -\frac{\xi_2 P_y K_2}{T_2 \omega}$.

Следовательно

$$h = P_y K_2 \left[1 - e^{-\frac{\xi_2 t}{T_2}} \left(\cos \omega t + \frac{\xi_2}{T_2 \omega} \sin \omega t \right) \right]. \quad (3)$$

График величины открытия рабочей щели регулятора расхода воздуха при изменении давления в пневмоцилиндрах показан на рисунке 3.

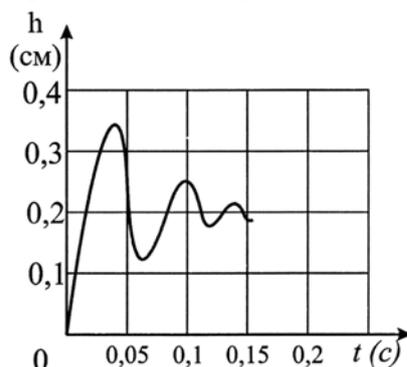


Рисунок 3 – График переходного процесса регулятора расхода воздуха

Выводы

Получено уравнение, отражающее величину открытия рабочей щели регулятора расхода воздуха при изменении давления в пневмоцилиндрах станка-полуавтомата Д7.

ЛИТЕРАТУРА

1. Еренчинов Д.К. Обоснование параметров чистой обработки пробок шаровых кранов методом обкатывания // М., Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2007, №3, с. 24-28.
2. Ефремов Т.К., Тагаевский А.А. Пневматические комплексы технических средств автоматизации. М., Машиностроение, 1997, 235 с.

УДК 625.08

Кекилбаев Айбар Молдаханович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕПНОГО ОТВАЛЬНОГО ОРГАНА БУЛЬДОЗЕРА

Для составления математических моделей, которые описывают взаимодействие отвального рабочего органа с разрабатываемым грунтом для разных режимов работы, использованы аналитические зависимости, полученные на основании теории предельного состояния грунтов в работах [1-3].

На основании математических моделей сопротивления копания, тягового баланса землеройно-транспортной машины, удельных сопротивлений, зависимостей для определения эффективных глубин копания учитывают физико-механические характеристики разрабатываемого грунта, тяговый класс базовых машин, режим работы и условия взаимодействия рабочих органов с разрабатываемой средой.

На рисунке 1 приведен рабочий процесс копания грунта отвалом и накопление призмы волочения совместно отвалом и боковыми открьлками до начала потерь грунта в боковые валики.