

УДК 622.232.32

Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.А. Кузнецов, Ю.В. Беззуб

ИМИТАЦИОННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ГИДРОЦИЛИНДРА С МЕХАНИЗМОМ ФИКСАЦИИ

Представлена математическая модель и реализующая ее методика расчета показателей рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации для гидравлического опрокидывающего устройства автомобилей-самосвалов. Разработана программа ее реализации на ПЭВМ.

Ключевые слова: гидроцилиндр, механизм фиксации, безопасность, оператор, рабочий процесс, имитационная математическая модель, грузовая платформа, гидропривод.

В настоящее время перед организациями, эксплуатирующими автомобили-самосвалы, стоит проблема безопасности операторов данного вида техники. Ежегодно, например, в строительной отрасли страны из-за самопроизвольного опускания (падения) грузовых самосвальных платформ с гидравлическим приводом погибает до 30 человек.

Авторами разработан и запатентован гидроцилиндр двустороннего действия с механизмом фиксации – механическим шариковым замком, который позволяет фиксировать платформу при нарушении герметичности гидропривода (рис.1).

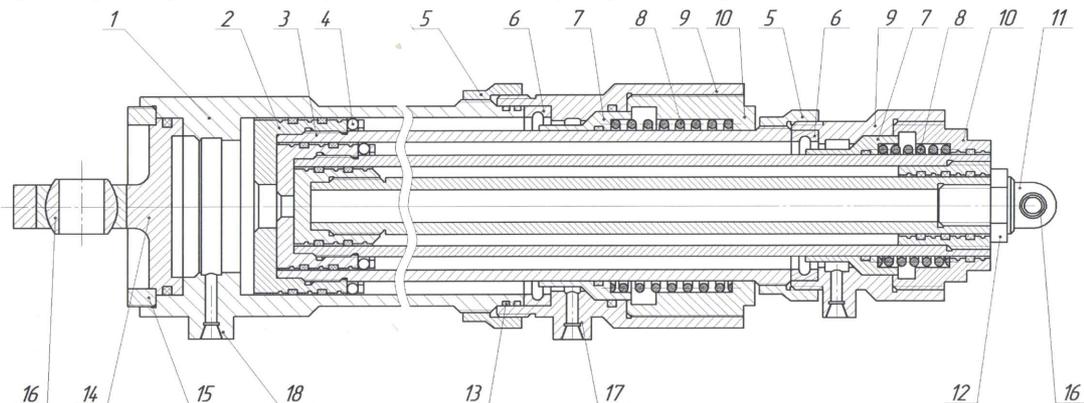


Рис. 1. Схема силового гидроцилиндра:

- 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – шарики; 5 – соединительные гайки;
 6 – кольца замка; 7 – распорные цилиндры; 8 – пружины;
 9 – запорные цилиндры; 10 – направляющие секции штока цилиндров;
 11, 14 – ушковые узлы; 12 – контргайка; 13 – резиновые и фторопластовые кольца;
 15 – резьбовая гайка; 16 – сферические кольца; 17, 18 – штуцеры

Для расчета основных проектных параметров гидроцилиндра авторами разработана имитационная математическая модель динамики рабочего процесса телескопического трехсекционного гидроцилиндра двустороннего действия с механизмом фиксации – механическим шариковым замком. Расчетная схема для имитационной модели представлена на рис. 2.

Уравнение равновесия сил, действующих при работе подвижных элементов исполнительного гидроцилиндра:

$$F_{ДВ} - F_{ИН} - F_{Ж} - F_{ТР} - F_{З} - F_{ГС} = \pm F_n,$$

где $F_{ДВ}$ – движущая сила, Н; $F_{ИН}$ – сила инерции подвижных масс, Н; $F_{Ж}$ – сила гидравлических сопротивлений течению жидкости, Н; $F_{ТР}$ – сила трения в направляющих скольжения и уплотнениях, Н; $F_{З}$ – сила, затраченная на открытие механического замка первой и второй секций, Н; $F_{ГС}$ – сила гидравлических сопротивлений от дросселирова-

ния рабочей жидкости, Н; F_H – сила от нагрузки, приложенной к креплению подвижного элемента исполнительного гидроцилиндра, Н.

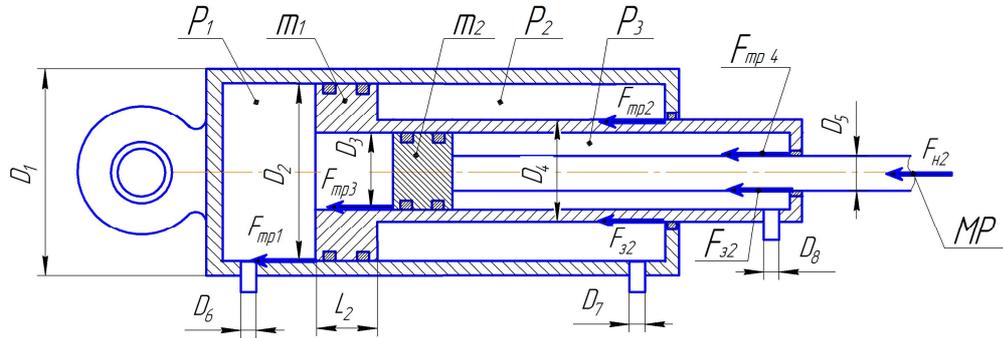


Рис. 2. Расчетная схема имитационной математической модели исполнительного гидроцилиндра

Рассмотрим систему уравнений цикла работы исполнительного гидроцилиндра. Полный цикл работы гидроцилиндра складывается из четырех основных этапов:

1) прямой ход, выдвигание первой секции:

$$F_{ДВ1} - F_{ИН1} - F_{ТР1} - F_{ТР2} - F_{Ж2} - F_{ГС2} - F_3 - F_{Н2} = 0;$$

2) прямой ход, выдвигание второй секции:

$$F_{ДВ2} - F_{ИН2} - F_{ТР3} - F_{ТР4} - F_{Ж3} - F_{ГС3} - F_3 = 0;$$

3) обратный ход, втягивание второй секции:

$$F_{ДВ2} - F_{ИН2} - F_{ТР3} - F_{ТР4} - F_{Ж1} - F_{ГС1} - F_3 = 0;$$

4) обратный ход, втягивание первой секции:

$$F_{ДВ1} - F_{ИН1} - F_{ТР1} - F_{ТР2} - F_{Ж1} - F_{ГС1} - F_3 + F_{Н2} = 0.$$

Движущая сила возникает вследствие подачи рабочей жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра и определяется произведением давления P_i в данной полости на площадь поперечного сечения S_i подвижных элементов, соприкасающихся с рабочей жидкостью:

$$F_{ДВ} = P_i S_i.$$

Сила инерции подвижных частей равна произведению массы m_i на ускорение a_i этих частей:

$$F_{ИН} = m_i a_i.$$

Сила инерции рабочей жидкости вычисляется с учетом переменной массы жидкости при изменении координаты перемещения x_i и плотности рабочей жидкости $\rho_{ж}$:

$$F_{Ж} = \rho_{ж} S_i x_i a_i.$$

Сила трения $F_{ТРi}$ в i -м уплотнительном узле, приведенная к штоку гидроцилиндра:

$$F_{ТРi} = \pi(D_i l_i n_i f_i |\Delta P_i|),$$

где D_i – уплотняемый диаметр; l_i – ширина контакта уплотнителя; n_i – количество уплотнителей в штоковом уплотнении; f_i – коэффициент трения в уплотнении; ΔP_i – перепад давления на уплотнителе.

Силу гидравлических сопротивлений от дросселирования рабочей жидкости при вытекании ее из противоположных полостей гидроцилиндра вычисляем по формуле

$$F_{ГС1,2} = S_{1,2} P_{С1,2},$$

где $S_{1,2}$ – площадь проходного сечения полостей (для поршневой полости $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$, а для штоковой – $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$); $P_{Cl,2}$ – суммарные потери давления в магистралях, примыкающих к соответствующим полостям гидроцилиндра.

При сливе масла по этим магистралям потери давления определяются размерами магистралей и скоростью течения рабочей жидкости в них:

$$P_{Cl,2} = \sum_{i=1}^n k_i V_{жi}^2,$$

где k_i – коэффициент потерь давления на i -м участке сливной магистрали; $V_{жi}$ – скорость течения рабочей жидкости на i -м участке сливной магистрали.

Для трубопровода

$$k_i = \lambda \rho_{ж} \frac{l}{d 2g},$$

где l и d – длина и внутренний диаметр трубопровода; $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости; g – ускорение свободного падения; λ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода, зависящий от режима течения жидкости.

При ламинарном режиме течения $\lambda = 75/Re$, при турбулентном – $\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$.

Здесь $Re = \frac{V_{ж} d}{\nu}$ – критерий Рейнольдса, определяющий режим течения жидкости; ν – коэффициент кинематической вязкости. При $Re \leq 2200 \dots 2300$ режим течения ламинарный, при $Re > 2200 \dots 2300$ режим течения турбулентный.

Для расчета потерь давления на гидравлических сопротивлениях (ответвления трубопровода, дроссели, распределители и т.д.) применяют формулу

$$K_i = \zeta \frac{\rho_{ж}}{2},$$

где ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления, определяемый экспериментально.

Усилия для открытия замка будем определять по формуле

$$F_3 = \frac{\pi}{4} (D_{рц1,2}^2 - d_{ш1,2}^2) c_{1,2},$$

где $D_{рц1,2}$ – диаметр распорного цилиндра замка первой и второй секций, м; $d_{ш1,2}$ – диаметры штоков первой и второй секций, м; $c_{1,2}$ – жесткость пружины распорного цилиндра, Н/м.

Нагружающие усилия F_{Hi} , приложенные в местах крепления грузовой платформы опрокидывающего механизма, зависят от конструкции механизма и являются функциями массы и положения в пространстве, приведенного к координате перемещения соответствующей секции исполнительного гидроцилиндра:

$$F_{Hi} = f(m_i, x_i).$$

Рассматриваемая методика построения алгоритма программной реализации «Hydraulic Cylinder» составлена для имитационной математической модели исполнительного трехсекционного телескопического гидроцилиндра двустороннего действия с механизмом фиксации – механическим шариковым замком.

Сокращенная блок–схема алгоритма программы представлена на рис. 3.

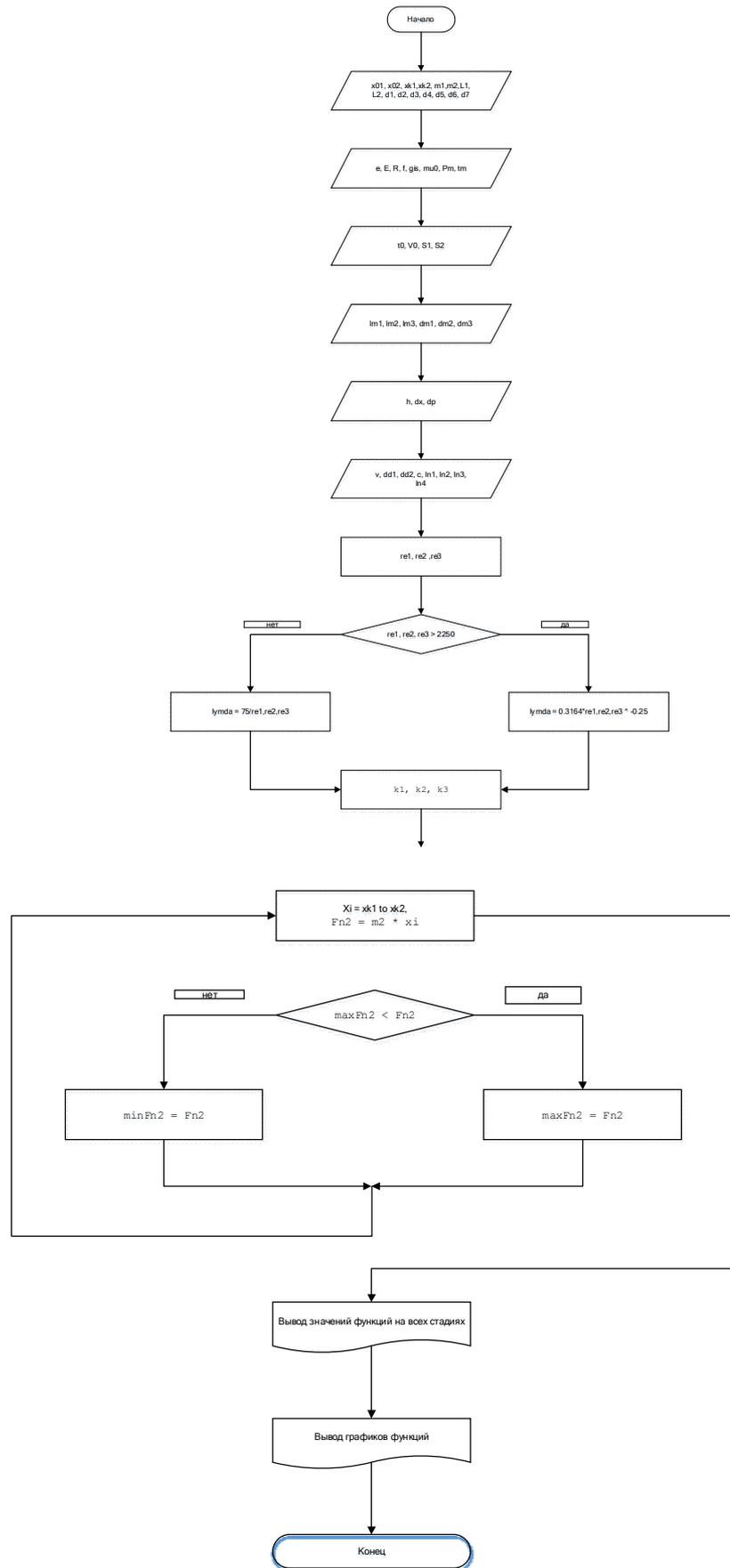


Рис. 3. Блок-схема алгоритма программы «Hydraulic Cylinder»

Приведенная имитационная математическая модель может быть положена в основу математического обеспечения САПР. Уже на этапе проектирования она позволит, определить работоспособность и нагрузочный режим исполнительных гидроцилиндров опрокидывающих механизмов, повысить инвариантность и качество принимаемых проектных решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ереско, А.С. Совершенствование гидропривода грузоподъемных механизмов подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин: дис... канд. техн. наук/А.С. Ереско. – Красноярск, 2004. – 196 с.
2. Лагереv, А.В. Прогнозирование кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока отказов элементов/ А.В. Лагереv, В.И. Аверченков, Е.А. Лагеревa //Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. - 2012. – №2(34). – С. 8-16.
3. Строгалов, В.П. Имитационное моделирование /В.П. Строгалов, И.О. Толкачеvа. – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 280 с.
4. Пат. 130013 U1 РФ. ПМК F15B 15/26 / Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Беззуб Ю.В., Кузнецов А.А., Ковалев А.Ф. – Оpubл. 10.07.13, Бюл. №19.

Материал поступил в редколлегию 1.07.14.