

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ

© 2008 Д. Е. Рыбальченко¹, Е. В. Шахматов², Г. О. Белов², В. Н. Илюхин²

¹ОАО «АВТОВАЗ», г. Тольятти

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлена система дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих работу последовательного питателя. Приведена структурная схема реализации уравнений, составляющих математическую модель последовательного питателя, позволяющая проводить исследования рабочих характеристик последовательных питателей и смазочных систем, построенных на их основе, в системе моделирования динамических процессов Simulink. Представлены результаты натурных испытаний, подтверждающих адекватность разработанной математической модели.

Математическое моделирование, динамика, проектирование, смазочные системы, последовательный питатель, трение

Важной проблемой при проектировании централизованных смазочных систем современного технологического оборудования [1, 2], для которого характерна работа на повышенных линейных и угловых скоростях, является сокращение времени цикла смазывания и повышение точности дозирования в широком диапазоне дозируемых объемов как жидкого, так и аэрозольного смазочного материала с возможностью преодоления высоких противодавлений в смазываемых парах трения при одновременном увеличении количества пар трения, которые обеспечиваются смазочным материалом от одного смазочного насоса. Наиболее полно требованиям, предъявляемым к централизованным смазочным системам современного технологического оборудования, отвечают последовательные смазочные системы [2].

Знание закономерностей изменения рабочих характеристик последовательных питателей позволяет обеспечить оптимальный режим смазывания [3] пар трения гибких автоматических линий и обрабатывающих центров с числовым программным управлением, которые характеризуются часто меняющимся технологическим процессом и режимами обработки.

Характерной особенностью последовательных смазочных систем является пошаговая работа питателя, при которой смазка оче-

редной точки не начинается, если смазка предыдущей не завершена. Такая последовательная подача смазочного материала ко всем точкам смазочной системы позволяет осуществлять централизованный контроль поставки смазочного материала, а также использовать последовательный питатель в качестве основного распределительного устройства в адаптивных смазочных системах [1-4].

Функциональная схема пошаговой работы питателя последовательного действия серии MSP фирмы LUBRIQUIP (США) [5, 6] с тремя рабочими секциями представлена на рис. 1.

Работа питателя осуществляется следующим образом. В исходном положении дозирующе-распределительные поршни всех трех рабочих секций «А», «В» и «С» находятся в крайнем правом положении (рис. 1, а). В момент подачи смазочного материала в отверстие входной секции поршни «В» и «С» заблокированы входным давлением, действующим на левые торцы поршней, и не могут перемещаться. При этом наряду с блокированием поршней происходит заполнение их полостей смазочным материалом. Таким образом, в исходном положении только поршень «А», если величины давления смазочного материала, поступающего со стороны его правого торца, достаточно для преодоления сопротивления подаче смазочного мате-

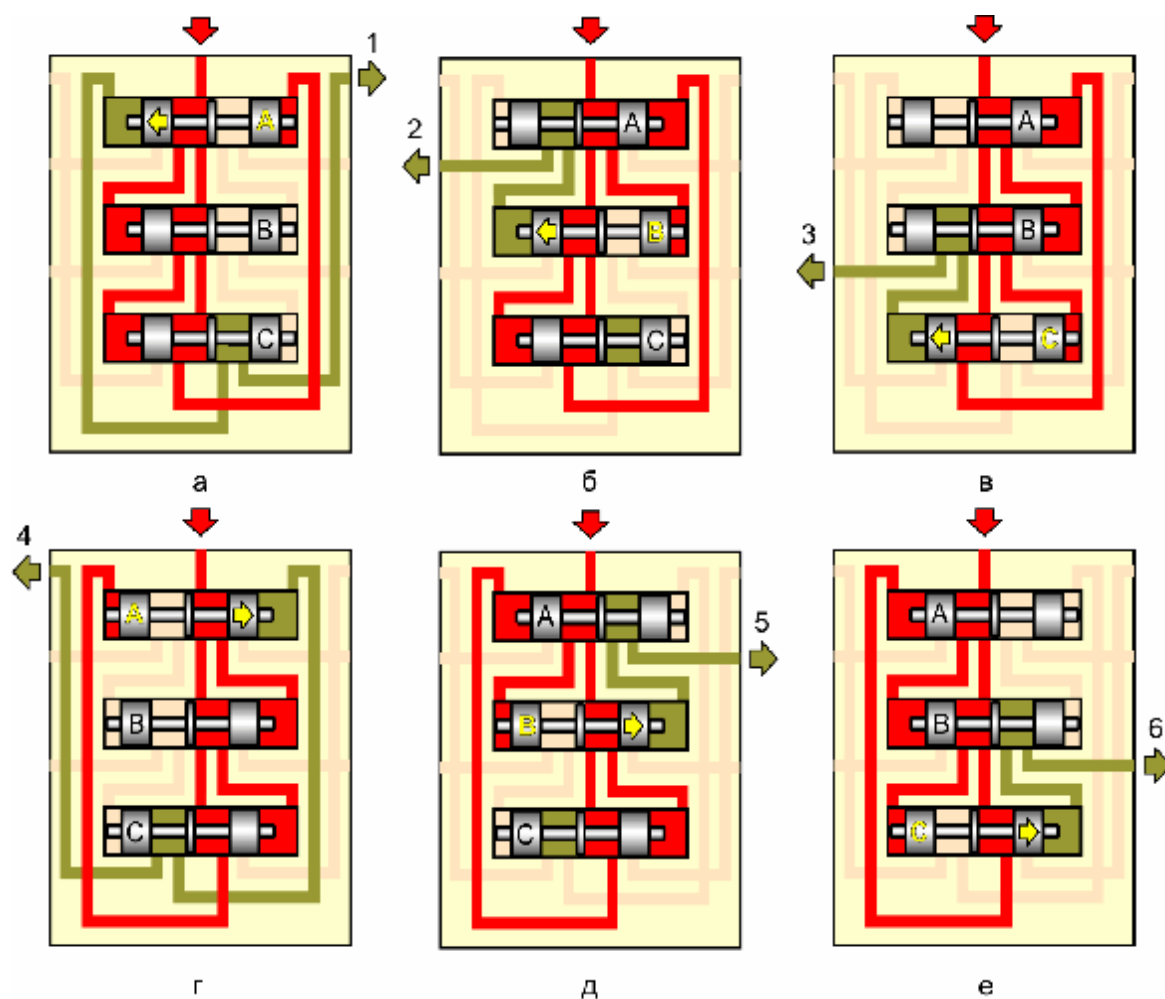


Рис. 1. Функциональная схема пошаговой последовательной работы питателя серии MSP с тремя рабочими секциями:

Первый полуцикл работы: а - подача на выход «1»; б - подача на выход «2»; в - подача на выход «3». Второй полуцикл работы: г - подача на выход «4»; д - подача на выход «5»; е - подача на выход «6»

риала в точку, подключенную к выходу «1», может начать перемещаться в крайнюю левую позицию, выдавая дозу смазочного материала и открывая канал, соединяющий левую полость поршня «В» с выходом «2».

При этом поршень «В» разблокируется и, в свою очередь, начинает перемещаться в левое положение, подавая дозу смазочного материала к выходному отверстию «2» (рис. 1, б). При соединении левой полости поршня «С» с выходом «3» в свое левое положение начнет перемещаться поршень «С», подавая дозу смазочного материала к выходному отверстию «3» (рис. 1, в). На этом первая половина цикла работы питателя завершается. Все его поршни находятся в левом положении (рис. 1, г). Перемещение поршня «С» влево приводит к разблокированию правой полости поршня «А», что делает возмож-

ным его перемещение вправо и подачу смазочного материала в точку, подключенную к выходу «4». Таким образом, питатель готов к осуществлению второй половины цикла, основные этапы которого представлены на рис. 1, г, д, е.

На завершающем этапе подачи смазочного материала в точку смазки, подключенную к выходу «5», при перемещении поршня «В» вправо происходит разблокирование правой полости поршня «С», что делает возможным подачу смазочного материала в точку, подключенную к выходу «6». После завершения подачи смазочного материала в эту точку питатель возвращается в исходное положение (рис. 1, а) и готов к новому циклу работы.

Расчётная схема подачи смазочного материала на выход рабочей секции последо-

вательного питателя с указанием давлений, действующих на поршень, представлена на рис. 2.

При условии, что поток рабочей жидкости в каналах питателя ламинарный и квазистационарный, рабочая жидкость несжимаема и ее температура постоянна, перетечки по радиальному зазору между поршнем и проточкой в корпусе рабочей секции и величина гидродинамической силы, возникающей при прохождении жидкости через дроссельную щель $S_{дщ_{j-1}}$, образованную перемещением предыдущего поршня (рис. 2), пренебрежимо малы, а силой трения покоя, определяющей начальную силу страгивания поршня, можно пренебречь, уравнение движения дозирующе-распределительного поршня питателя записывается следующим образом [7]:

$$m_{пj} \times \frac{d^2 x_{пj}}{dt^2} + I_{трj} \times \frac{dx}{dt} = S_{пj} \times (P_{3j} - P_{4j}), \quad (1)$$

где $m_{пj}$ – масса дозирующе-распределительного поршня последовательного питателя с учетом присоединённой массы жидкости в канале питателя; j – номер выхода рабочей секции питателя в соответствии с очередностью подачи смазочного материала на выходы последовательного питателя из исходного положения, когда все поршни справа; $x_{пj}$ – координата поршня питателя вдоль его оси; t_j – время; $I_{трj}$ – коэффициент, учитывающий

вязкое трение; $S_{пj}$ – площадь торцевой поверхности поршня; P_3 – давление в подводящей полости поршня; P_4 – давление в отводящей полости поршня.

Масса поршня с учетом присоединённой массы жидкости [7] в канале питателя

$$m_{пj} = m_j + m_{жj} \times \left(\frac{d_{пj}}{d_{kj}} \right)^4, \quad (2)$$

где m_j – масса дозирующе-распределительного поршня питателя; $m_{жj}$ – масса жидкости в канале после поршня питателя; $d_{пj}$ – диаметр поршня; d_{kj} – эквивалентный диаметр проходного сечения канала питателя.

Площадь торцевой поверхности поршня питателя

$$S_{пj} = \frac{\rho \times d_{пj}^2}{4}. \quad (3)$$

Исходя из уравнения расхода через дроссельную щель, образованную предыдущим поршнем питателя, с учётом давлений в каналах, показанных на расчётной схеме (рис. 2), давление в подводящей полости поршня (P_3) рассчитывается по формуле

$$P_3 = P_{вх} - \Delta P_{пкj} - \frac{\left(\frac{dx_{пj}}{dt} \times S_{пj} \right)^2}{\left(m_{дщ} \times S_{дщ_{j-1}} \right)^2} \times \frac{r}{2}, \quad (4)$$

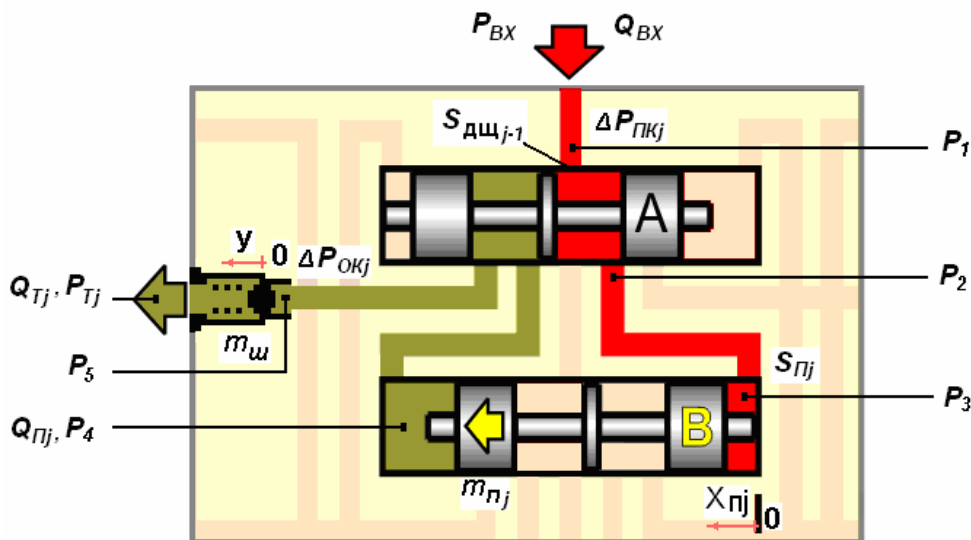


Рис. 2. Расчетная схема подачи смазочного материала на выход рабочей секции последовательного питателя серии MSP

где r – плотность рабочей жидкости; $m_{дщ}$ – коэффициент расхода дроссельной щели; $S_{дщj-1}$ – площадь проходного сечения дросселирующего элемента.

Площадь проходного сечения ($S_{дщj-1}$) дросселирующего элемента при открытии цилиндрическим дозирующе-распределительным поршнем подводящего канала круглого сечения можно определить из уравнения

$$S_{дщj-1} = 2 \times \left(\frac{r^2}{2} \arcsin \frac{x_{пj-1}}{r} + \frac{x_{пj-1}}{2} \sqrt{r^2 - x_{пj-1}^2} \right)_{x_{пj-1}}, \quad (5)$$

где r – радиус канала питателя.

Исходя из уравнения расхода через встроенный в рабочую секцию обратный клапан [8], с учётом давлений, указанных в расчётной схеме (рис. 2), давление в отводящей полости поршня определяется равенством

$$P_{4j} = P_{Tj} + \frac{\left(\frac{dx_{пj}}{dt} \times S_{пj} \right)^2}{(m_{щ} \times S_{щ})^2} \times \frac{r}{2} + \Delta P_{окj}, \quad (6)$$

где $m_{щ}$ – коэффициент расхода встроенного в рабочую секцию обратного клапана; $S_{щ}$ – площадь проходного сечения обратного клапана; $\Delta P_{окj}$ – потери давления в отводящем канале.

Площадь проходного сечения встроенного в рабочую секцию обратного клапана [8]

$$S_{щ} = \frac{p}{2} \times \left(d_{кc} + \frac{d_{кc} \times d_{щ}}{2 \times A} \right) \times \left(A - \frac{d_{щ}}{2} \right), \quad (7)$$

где $A = \sqrt{\frac{d_{кc}^2}{4} \times \left(p + \sqrt{\frac{d_{щ}^2 - d_{кc}^2}{4}} \right)^2}$, $d_{кc}$ – диаметр канала седла обратного клапана; $d_{щ}$ – диаметр шарового затвора обратного клапана.

Потери давления в подводящем $\Delta P_{пkj}$ и отводящем $\Delta P_{окj}$ каналах питателя, которые рассчитываются в виде суммы потерь давления по длине канала и потерь давления на местных сопротивлениях [6], для ламинарного потока рабочей жидкости с учётом урав-

нения неразрывности (сплошности) потока рабочей жидкости, можно определить по обобщённой формуле

$$\Delta P_j = 32 \times r \times n \times \frac{dx_{пj}}{dt} \times \frac{d_{пj}}{d_{kj}} \times \sum \frac{L_{kj}}{d_{kj}^2} + \frac{r}{2} \times \left(\frac{dx_{пj}}{dt} \times \frac{d_{пj}}{d_{kj}} \right)^2 \times \sum v, \quad (8)$$

где n – вязкость рабочей жидкости; $dx_{пj}/dt$ – средняя скорость поршня; L_{kj} – длина канала; z – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент, учитывающий вязкое трение, рассчитывается по формуле [8]:

$$I_{тпj} = \frac{r \times v}{e_{oj}} \times b_j \times l_j, \quad (9)$$

где e_{oj} – радиальный зазор между поршнем и проточкой, в которой он перемещается; b_j – ширина щели; l_j – длина щели.

Вследствие сложности учета всех процессов, происходящих при работе последовательного питателя, при моделировании введены следующие допущения:

- каждый дозирующе-распределительный поршень начинает двигаться только после того, как поршень, управляющий его перемещением, достигает своего крайнего положения и встаёт на упор;

- учитывается только возрастание входного давления в торцевой полости исследуемой рабочей секции вследствие перемещения управляющего поршня. При этом постепенность открытия выходного отверстия этим же управляющим поршнем не учитывается, так как в момент подачи давления к торцу очередного поршня канал, по которому смазочный материал вытесняется этим поршнем на выходное отверстие питателя, уже полностью открыт;

- противодавление на выходе рабочей секции, преодолеваемое поршнем при доставке смазочного материала, будет постоянным в течение всего пути его перемещения;

- в начальный момент времени все трубопроводы и каналы элементов смазочной системы заполнены смазочным материалом;

- так как проточки, выполненные по диаметру поршня любого размера, образуют одинаковые камеры, давление в которых со-

здают противоположно направленные взаимно компенсирующиеся силы одинаковой величины, то действие этих сил на перемещение поршня питателя не учитывается.

Математическая модель последовательного питателя состоит из взаимосвязанных математических моделей дозирующе-распределительных поршней питателя, описываемых уравнением (1).

Структурная схема модели последовательного питателя с шестью рабочими выходами, реализованная в системе Simulink, представлена на рис. 3.

На рис. 4 представлена структурная схема модели движения дозирующе-распределительного поршня последовательного питателя, которая описывается системой уравнений (1) – (9).

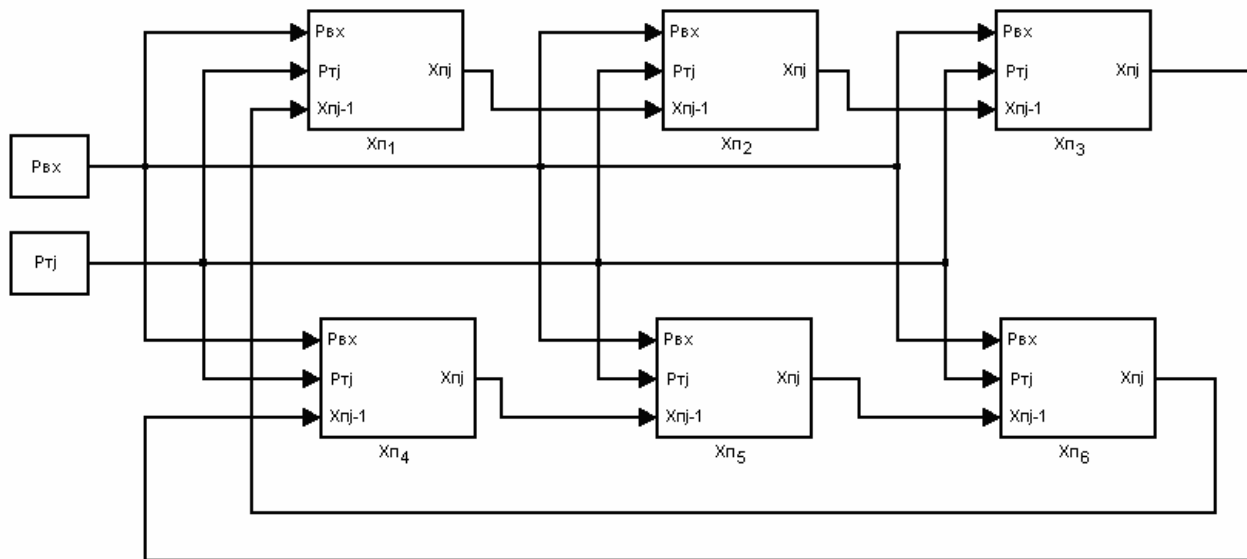


Рис. 3. Реализация математической модели последовательного питателя с шестью рабочими выходами в системе Simulink

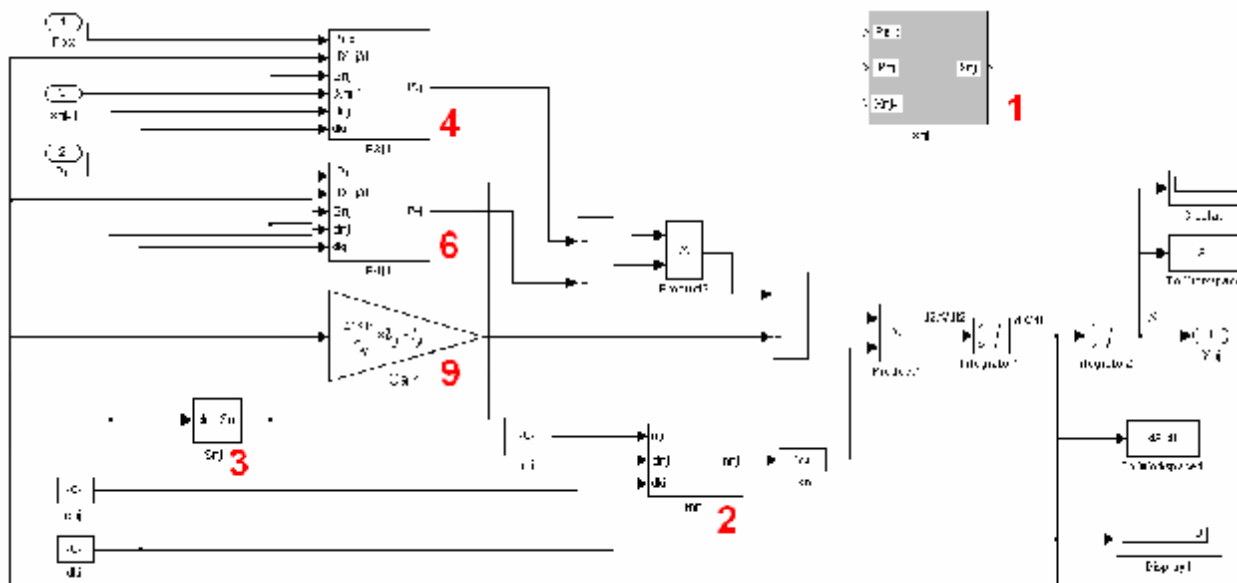


Рис. 4. Структурная схема модели движения дозирующе-распределительного поршня последовательного питателя в системе Simulink

При этом в макроблоках 2, 3, 4, 6, 9 (рис. 4) реализованы уравнения (2), (3), (4), (6) и (9) соответственно, уравнение (5) входит в состав макроблока 4, уравнение (7) - в состав макроблока 6, а уравнение (8) включено в макроблоки 4 и 6.

Структурная схема модели давления в отводящей полости поршня в соответствии с уравнением (6) представлена на рис. 5.

Адекватность представленной математической модели последовательного питате-

ля устанавливалась путем сравнения значений скорости перемещения поршня питателя при различных расходах, подаваемых на его вход, полученных экспериментальным путем [9], и в результате моделирования. Результаты сравнения представлены на графиках, приведенных на рис. 6, и в таблице 1.

На рис. 7 приведены графики последовательного перемещения поршней питателя MSP3-5T-5T-5T фирмы LUBROQUIP при разной величине расхода и давления на входе в

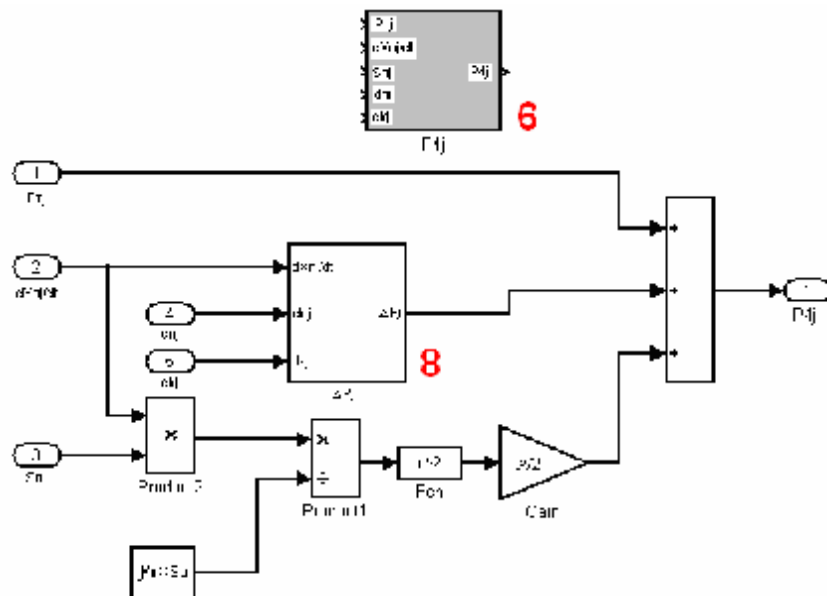


Рис. 5. Структурная схема модели давления в отводящей полости поршня в системе Simulink

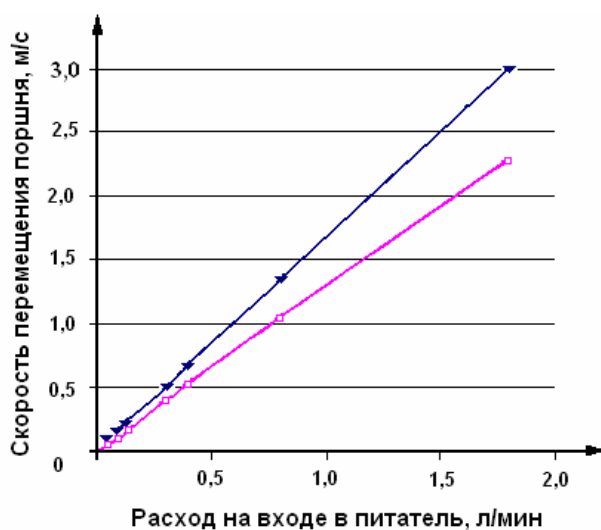


Рис. 6. Зависимость скорости перемещения дозирующе-распределительного поршня питателя серии MSP от величины расхода, подаваемого на его вход: \blacktriangledown – эксперимент; \square – расчет

Таблица 1. Сравнение результатов натурального и численного эксперимента

Расход на входе в питатель, л/мин	0,011	0,025	0,040	0,052	0,090	0,120	0,300	0,400	0,800	1,800
Давление на входе в питатель, МПа	2,60	2,50	2,50	2,00	4,00	4,50	3,60	4,50	4,50	4,75
Средняя скорость движения поршня – экспериментальные данные, м/с	0,019	0,048	0,062	0,090	0,161	0,226	0,505	0,677	1,340	3,008
Средняя скорость движения поршня – расчетные данные, м/с	0,014	0,033	0,052	0,068	0,118	0,157	0,392	0,522	1,039	2,280
Расхождение экспериментальных и расчетных данных, %	26,3	31,3	16,1	24,4	26,7	30,5	22,4	22,9	22,5	24,2

питатель и отсутствии противодействия на его выходах. Представленные графики наглядно иллюстрируют пример использования разработанной математической модели для определения времени цикла работы каждого питателя, а в итоге - и смазочной системы в целом, в том числе в зависимости от типоразмеров поршней питателей, величин расходов, подаваемых на их входные отверстия, и значений противодавлений на выходах питателей.

Использование математической модели

последовательного питателя даёт возможность на этапе проектирования смазочной системы с помощью численного эксперимента определить основные рабочие характеристики последовательных питателей различных типоразмеров, получить данные для диагностики состояния смазочной системы [10], выбрать оптимальные режимы ее работы и способы управления циклом смазывания, что позволит повысить надёжность и стабильность рабочих характеристик смазываемого оборудования.

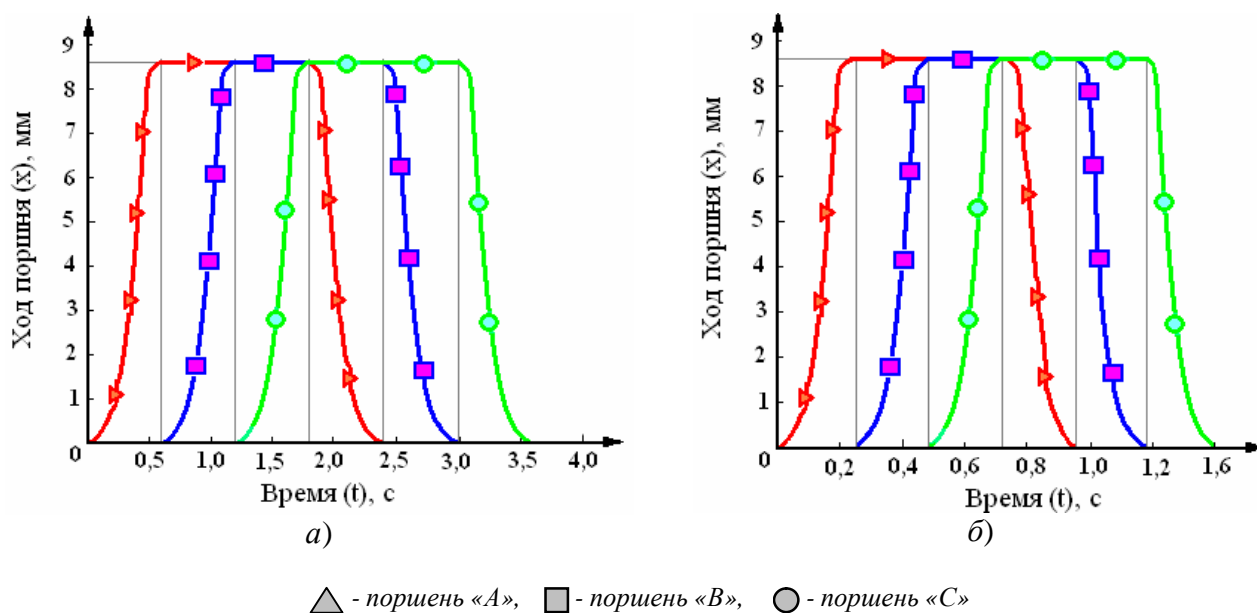


Рис. 7. Циклограмма работы поршней последовательного питателя MSP3-5T-5T-5T при отсутствии противодействия на его выходах:

а - $Q_{ex} = 0,011$ л/мин, $P_{ex} = 2,6$ МПа, время полного цикла работы питателя 3,6 с;

б - $Q_{ex} = 0,025$ л/мин, $P_{ex} = 2,5$ МПа, время полного цикла работы питателя 1,6 с

Библиографический список

1. Рыбальченко, Д. Е., Царев, А. М. Автоматизированные системы смазывания на базе нагнетательного устройства с программируемой подачей в перекомпонованных производственных системах // Труды международной конференции «Автоматизация и производственный контроль». Секция «Автоматизация технологических процессов». – Тольятти, 2006.

2. Рыбальченко, Д. Е., Царев, А. М. Применение последовательных смазочных систем в производственных системах машин с автоматической сменой узлов и изменяющейся структурой // Мехатроника, автоматизация, управление. - №1, 2007. - С. 45 – 53.

3. Рыбальченко, Д. Е. Адаптивное смазывание технологического оборудования [Текст] // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование. Т.6: Сборник трудов Второй международной научно-практической конференции «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности». 07-09.02.2006, СПб. / Под. ред. А. П. Кудинова, Г. Г. Матвиенко, В. Ф. Самохина. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. - 2006. – С. 308 – 310.

4. Пат. 200273792 Российская Федерация, МПК⁷ F16N25/02. Нагнетательное устройство с программируемой подачей смазочного материала и централизованным контролем [Текст] / Рыбальченко Д. Е.; заявитель и патентообладатель ОАО «АВТОВАЗ» - № 2004116647/06; заявл. 01.06.2004; опубл. 10.04.2006. Бюл. №10 – 1 с.: ил.

5. Рыбальченко, Д. Е., Тархов, С. Ф.

Конструкция и принцип действия специальных устройств смазочной техники. Типовые схемные решения. [Текст] // Система автоматизированного обучения. Рукопись сборника. – М., 2001. – 99 с. - Деп. в РАО 04.09.01, №5047.

6. Пневматические и гидравлические приводы и системы [Текст]: в 2 т. Т. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: Учебное пособие / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – М.: ФОРУМ, 2007. – 304 с.

7. Гимадиев, А. Г. Выбор параметров, расчёт статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива. [Текст]: Учеб. пособие / Самарский государственный аэрокосмический университет. Самара, 2007. - 64 с.

8. Абрамов, Е. И., Колесниченко, К. А., Маслов, В. Т. Элементы гидропривода [Текст]: Справочник. - Киев: Техніка, 1969. - 319 с.

9. Рыбальченко, Д. Е. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала [Текст] // Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т. – Самара, 2008. – 18 с.: ил. 5.- Библи. 6 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 12.03.08, №204-В-2008.

10. Пат. 2319060 Российская Федерация, МПК⁷ F16N25/02. Способ диагностики автоматизированных последовательных смазочных систем [Текст] / Рыбальченко Д. Е.; заявитель и патентообладатель ОАО «АВТОВАЗ» - № 2006116827/06; заявл. 16.05.2006; опубл. 10.03.2008. Бюл. №7 – 1 с. : ил.

Информация об авторах

Рыбальченко Дмитрий Евгеньевич, начальник отдела внедрения и сопровождения САПР производства технологического оборудования ОАО «АВТОВАЗ». Область научных интересов: динамика гидравлических систем, проектирование гидропневмоприводов смазочных и охлаждающих систем.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям СГАУ. Область научных интересов: динамика трубопроводных систем. Виброакустика. Виброакустическое взаимодействие элементов машин.

Белов Глеб Олегович, студент СГАУ. Область научных интересов: гидроавтоматика.

Илюхин Владимир Николаевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ. Область научных интересов: динамика гидравлических и пневматических систем, испытания и эксплуатация гидропневмосистем, цифровые регуляторы давления и расхода.