

УДК 629.021

А. В. МЕСРОПЯН

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СТРУЙНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ ПРИВОДАХ

Рассматриваются вопросы совершенствования методов проектирования электрогидравлических приводов путем математического моделирования характеристик и параметров исполнительных механизмов систем управления летательных аппаратов. Предлагается вариант математической модели исполнительного гидропривода, позволяющий, в зависимости от требуемой степени адекватности реальному объекту, учитывать нелинейности, описывающие гидродинамические процессы и явления, характерные для быстродействующих исполнительных гидроприводов. *Электрогидравлический следящий привод; математическая модель; нелинейность; переходный процесс*

Разработка образцов новой авиационной и ракетной техники сопровождается устойчивой тенденцией последних лет к сокращению финансирования и сроков проектирования, причем значительную долю затрат на создание такой техники составляют затраты на экспериментальные исследования, отработку и отладку изделия. Это приводит к необходимости частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием. В связи с этим широкое внедрение и совершенствование методов математического моделирования при разработке новых изделий авиационной техники является актуальной задачей.

Гидравлические рулевые приводы находят широкое применение в рабочих органах систем управления летательных аппаратов (ЛА) и зачастую определяют параметры и характеристики всей системы управления в целом. Энергетические и динамические характеристики рулевых приводов (РП) определяются назначением, конструкцией летательного аппарата и типом используемой системы управления. Количество рулевых приводов в зависимости от места в системе управления (система управления тангажом, система управления креном, система управления рысканьем, система управления модулем тяги, система управления элементами автоматики) может варьироваться от одного до четырех.

Теоретическому и экспериментальному исследованию струйных гидроусилителей (СГУ), входящих в состав рулевых приводов ЛА, посвящено достаточно большое количество работ [1–7, 11–17, 21, 24], анализ которых показывает, что СГУ обладают такими достоинствами, как: малая чувствительность к загрязнению и агрессивности рабочей жидкости, простота в изготовлении; надежность в эксплуатации, отсутствие трущихся частей в зоне распределения потоков жидкости, возможность длительного срока сохранности без проведения периодических регламентных проверок, отсутствие активных отказов в гидравлической части струйного усилителя СГРМ (засорение струйной трубки приводит к пассивному отказу, при котором при отсутствии управляющего сигнала поршень гидродвигателя устанавливается в положение, близкое к нейтральному), высокая чувствительность к управляющим сигналам, высокие энергетические характеристики.

Тем не менее, долгое время применение однокаскадных СГУ в рулевых машинах ограничивалось небольшой развиваемой мощностью из-за низкого давления рабочей жидкости на входе в струйную трубку. При повышении давления рабочей жидкости гидродинамическое воздействие на струйную трубку обратных потоков приводило к неустойчивой работе РП. К недостаткам СГУ можно также отнести сложность регулировки струйной трубки относительно нейтрального положения, высокий уровень акустических шумов, высокий непроизводительный расход утечек и гидродинамическое влияние обратных струй на струйную трубку.

Теоретические исследования [6, 8–10, 18–20, 22, 23] и многолетний опыт эксплуатации РП позволяют устранить ряд недостатков, характерных для СГУ за счет следующих мер:

- выбора рациональных параметров проточной части струйных гидроусилителей;
- разворота приемных окон относительно плоскости поворота струйной трубки;
- установки демпфирующих элементов в зоне распределения потоков жидкостей;
- разработки мощных малогабаритных электромеханических преобразователей;
- разработки новых конструктивных схем СГРМ.

В результате отработки конструкции исполнительного гидропривода создана целая гамма устойчиво работающих однокаскадных РП с выходной мощностью до 4 кВт при давлении до 13 МПа, разрабатываются новые перспективные схемы.

Использование современных рулевых приводов с характеристиками, удовлетворяющими растущим требованиям со стороны системы управления ЛА и его двигателя, невозможно без создания уже на этапе проектирования многоуровневых математических моделей. Численное моделирование позволяет рассчитывать характеристики РП на стационарных и переходных режимах работы. Стационарные режимы работы исполнительного рулевого привода определяются статическими (гидравлическими и энергетическими) характеристиками, переходные режимы работы — динамическими характеристиками.

Математическое моделирование статических характеристик позволяет определиться с выбором основных геометрических параметров рулевых гидроприводов. Однако отличительной особенностью современных летательных аппаратов является то обстоятельство, что в зависимости от типа, назначения и условий эксплуатации нестационарность режима работы энергетической установки ЛА и системы управления может достигать 100%, т. е. система управления постоянно работает на нестационарных режимах.

Математическое моделирование динамических характеристик позволяет рассчитать переходные процессы в струйных гидравлических рулевых приводах. Анализ показателей качества переходных процессов, полученных путем численного моделирования, показывает, насколько быстродействие, устойчивость и управляемость исполнительного привода отвечают требованиям, предъявляемым к исполнительным органам систем управления ЛА и энергетических установок (ЭУ).

В ходе численного моделирования возможно создание иерархических математических моделей, уровень сложности каждой из которых определяется требуемой степенью адекватности математической модели реальному сложному техническому объекту.

Адекватность математической модели зависит от количества учтенных в модели нелинейностей, характерных для электрогидравлических следящих приводов, и введенных в нее ограничений.

Далее в данной работе приводится пример математического моделирования быстродействующего электрогидравлического следящего привода с однокаскадным струйным гидрораспределителем и приведены некоторые результаты численного моделирования переходных процессов в РП.

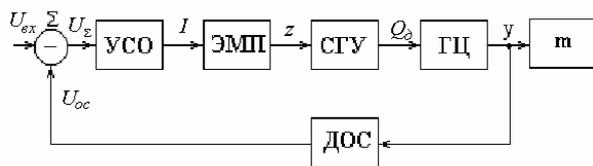


Рис. 1. Блок-схема рулевого привода

Блок-схема типичного рулевого привода представлена на рис. 1. В состав привода входят электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), датчик обратной связи (ДОС), электромеханический преобразователь (ЭМП), струйный гидросилитель (СГУ) и исполнительный гидродвигатель (как правило, гидроцилиндр) (ГЦ).

Расчетная схема математической модели рулевого привода представлена на рис. 2.

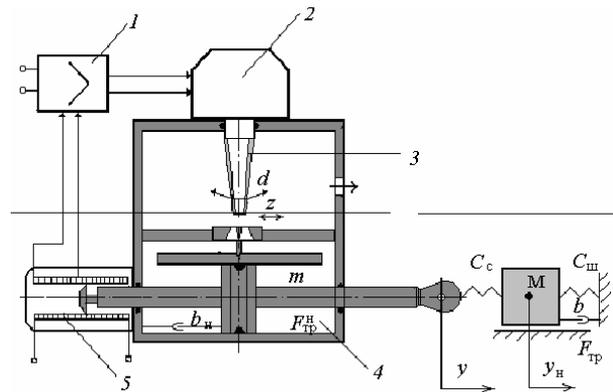


Рис. 2. Расчетная схема СГРМ: 1 – усилитель сигнала ошибки; 2 – электромеханический преобразователь; 3 – струйный гидросилитель; 4 – гидроцилиндр; 5 – датчик обратной связи

В системе уравнений нелинейной математической модели СГРМ, учитывающей такие нелинейности, как трение в гидродвигателе и нагрузке, зависимость расхода через СГУ от перепада давлений в гидродвигателе, принимается следующий ряд допущений и ограничений:

- 1) В качестве гидрораспределителя используется струйный гидрораспределитель с одинаковыми гидравлическими параметрами и микрогеометрией дросселей.
- 2) В качестве нагрузки гидрораспределителя используется симметричный гидроцилиндр двухстороннего действия.
- 3) Коэффициенты расхода и восстановления давления в струйном гидросилителе, давления питания и слива являются постоянными величинами.
- 4) Температура и вязкость рабочей жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяются.
- 5) Рабочая жидкость сжимаема, модуль объемной упругости жидкости является постоянной величиной, нерастворенный воздух в системе отсутствует.
- 6) Объемные потери в подводящих гидролиниях гидрораспределителя и гидродвигателя малы и ими можно пренебречь.
- 7) Волновые процессы в гидролиниях из-за их малости на рабочие процессы гидропривода не влияют.

Ограничения учитывают конечное значение давления питания и слива насосной станции

$$P_c \leq P < P_n$$

и максимальные перемещения струйной трубки и поршня гидроцилиндра:

$$|z| \leq |z_m| \quad \text{и} \quad |y_n| \leq |y_m|.$$

– электромеханический преобразователь

Рассмотрение электромеханического преобразователя (ЭМП) как механической системы на

основании второго закона Ньютона без учета моментов сухого трения и внешнего гидродинамического воздействия позволяет записать уравнение динамики в следующем виде:

$$J_{\text{ЭМП}} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = K_{MI} I - K_{M\alpha} \alpha - b_{\text{ЭМП}} \frac{d\alpha}{dt} - C_{\text{н}} \alpha - M_{\text{гд}}, \quad (1)$$

где $J_{\text{ЭМП}}$ — момент инерции всех подвижных частей ЭМП, приведенный к оси вращения якоря; α — угол поворота якоря; K_{MI} , $K_{M\alpha}$ — коэффициенты, характеризующие, соответственно, моментную характеристику и жесткость «магнитной пружины» ЭМП; I — ток в обмотках управления; $b_{\text{ЭМП}}$ — коэффициент вязкого трения ЭМП; $C_{\text{н}}$ — жесткость внешней центрирующей пружины ЭМП, $M_{\text{гд}}$ — момент от гидродинамического воздействия обратных потоков в СГУ.

При рассмотрении ЭМП как электрической системы уравнения электрической цепи усилителя сигнала ошибки имеют вид:

$$U = R_{\text{ЭМП}} I + L \frac{dI}{dt} + K_{\text{пЭ}} \frac{d\alpha}{dt}; \quad (2)$$

$$U = K_U U_{\Sigma},$$

где U — напряжение на обмотках электромеханического преобразователя; $R_{\text{ЭМП}}$ — суммарное активное сопротивление контура усилителя и обмоток управления; L — индуктивность обмоток управления преобразователя; $K_{\text{пЭ}}$ — коэффициент противо-ЭДС; K_U — коэффициент усиления усилителя по напряжению.

Уравнение измерителя рассогласования с учетом главной обратной связи представляется в следующей форме

$$U_{\Sigma} = U_{\text{вх}} - K_{oc} y, \quad (3)$$

где U_{Σ} — сигнал рассогласования, выраженный через напряжение тока; $U_{\text{вх}}$ — входной сигнал управления; K_{oc} — коэффициент главной обратной связи, определяемый датчиком обратной связи.

Связь между углом поворота якоря ЭМП и перемещением среза сопла струйной трубки с учетом того, что углы поворота якоря ЭМП достаточно малы, можно записать следующим образом:

$$z = l_{mp} \sin \alpha = l_{mp} \operatorname{tg} \alpha \approx l_{mp} \alpha, \quad (4)$$

где l_{mp} — расстояние от оси якоря ЭМП до среза сопла струйной трубки.

Динамические параметры струйного гидрораспределителя в нелинейной постановке описываются системой уравнений, включающей уравнение баланса расходов и уравнения движения гидродвигателя.

Уравнение баланса расходов в гидрораспределителе с учетом нелинейности его обобщенной ха-

рактеристики определяется выражением:

$$\left(\frac{W_0 + Ay}{E} + C_{\text{н}} \right) \frac{dP_{\text{Д}}}{dt} + A \frac{dy}{dt} = \mu_Q^m Q_T \times$$

$$\begin{cases} \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{z}) \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_{\text{Д}}}{\xi_P^m}} - (1 - \bar{z}) \sqrt{1 + \frac{\bar{P}_{\text{Д}}}{\xi_P^m}} \right], \\ z \leq z_{\text{н}}; \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_{\text{Д}}}{\xi_P^m}}, \quad z_{\text{max}} > z > z_{\text{н}}. \end{cases} \quad (5)$$

Уравнение движения гидроцилиндра без учета нежесткой связи штока с нагрузкой определяется выражением

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = AP_{\text{Д}} - b \frac{dy}{dt} - R - F_{\text{тр}} \operatorname{sign}(v) - C_{\text{ш}} y. \quad (6)$$

Уравнение движения привода с учетом нежесткости связи гидроцилиндра с нагрузкой записывается системой уравнений:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = C_c (y - y_{\text{н}}) - b \frac{dy}{dt} - R - F_{\text{тр}}^{\text{н}} \operatorname{sign}(v_{\text{н}}) - C_{\text{ш}} y_{\text{н}};$$

$$m \frac{d^2 y_{\text{н}}}{dt^2} = Ap_{\text{Д}} - b_{\text{н}} \frac{dy_{\text{н}}}{dt} - F_{\text{тр}}^{\text{н}} \operatorname{sign}(v_{\text{н}}) - C_c (y - y_{\text{н}}), \quad (7)$$

где m — приведенная масса подвижных частей гидроцилиндра и жидкости в его полостях; C_c — коэффициент жесткости кинематической связи штока гидроцилиндра с нагрузкой; $y_{\text{н}}$ — перемещение нагрузки; $b_{\text{н}}$ — коэффициент вязкого трения поршня; $F_{\text{тр}}^{\text{н}}$ и $F_{\text{тр}}^{\text{н}}$ — сила сухого трения поршня гидродвигателя и нагрузки соответственно; $v_{\text{н}}$ и $v_{\text{н}}$ — скорости перемещения поршня и нагрузки соответственно. Первое уравнение выражения (7) — движение приведенной к выходному звену гидроривода массы M (уравнение нагрузки). Второе уравнение — движение выходного звена гидроривода.

Итоговая система дифференциальных уравнений СГРМ с высоконапорным струйным гидрораспределителем в соответствии с принятыми обозначениями и расчетной схемой (рис. 2) выглядит

следующим образом:

$$J_{ЭМП} \frac{d^2\alpha}{dt^2} = K_{MI} I - K_{M\alpha}\alpha - b_{ЭМП} \frac{d\alpha}{dt} - C_n\alpha - M_{гд};$$

$$U = R_{ЭМП} I + L \frac{dI}{dt} + K_{пЭ} \frac{d\alpha}{dt};$$

$$U = K_U U_{\Sigma},$$

$$U_{\Sigma} = U_{ВХ} - K_{ОС} y;$$

$$\left(\frac{W_0 + Ay}{E} + C_n \right) \frac{dP_{Д}}{dt} + A \frac{dy}{dt} = \mu_Q^m Q_T \times$$

$$\times \begin{cases} \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{z}) \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_{Д}}{\xi_P^m}} - (1 - \bar{z}) \sqrt{1 + \frac{\bar{P}_{Д}}{\xi_P^m}} \right], \\ z \leq z_n; \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_{Д}}{\xi_P^m}}, \quad z_{max} > z > z_n; \end{cases}$$

$$M \frac{d^2y}{dt^2} = C_c(y - y_n) - b \frac{dy}{dt} - R - F_{тр}^n \text{sign}(v_n) - C_{ш} y_n;$$

$$m \frac{d^2y_n}{dt^2} = A p_{Д} - b_n \frac{dy_n}{dt} - F_{тр}^n \text{sign}(v_n) - C_c(y - y_n),$$

$$F_{тр}^n = (F_{тр}^n)_0 \text{sign} \frac{dy_n}{dt},$$

$$F_{тр}^n = (F_{мп}^n)_0 \text{sign} \frac{dy_n}{dt}.$$

(8)

Численное решение системы дифференциальных уравнений (8) проводилось на ЭВМ методом Рунге–Кутты в математическом пакете Maple.

При расчете были приняты следующие основные значения параметров:

$$\begin{aligned} d_c &= 1 \text{ мм}; & d_n &= 1,4 \text{ мм}; \\ H &= 0,5 \text{ мм}; & P_n &= 8,5 \text{ МПа}; \\ P_c &= 0,9 \text{ МПа}; & A &= 22,054 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \\ y_{max} &= 15 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Ниже приводятся некоторые результаты математического моделирования переходных процессов быстродействующего рулевого привода.

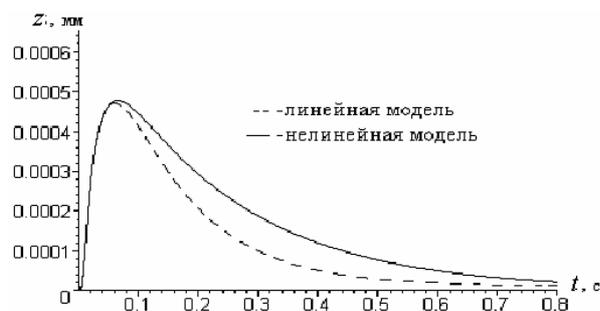


Рис. 3. Переходный процесс перемещения струйной трубки

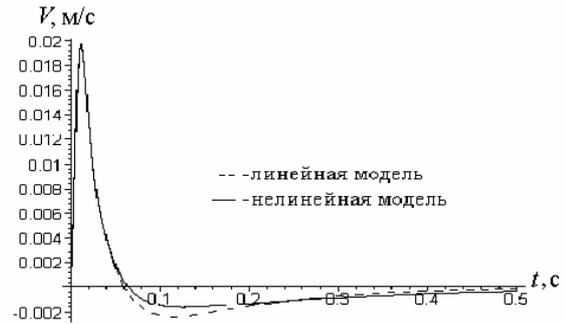


Рис. 4. Скорость перемещения струйной трубки

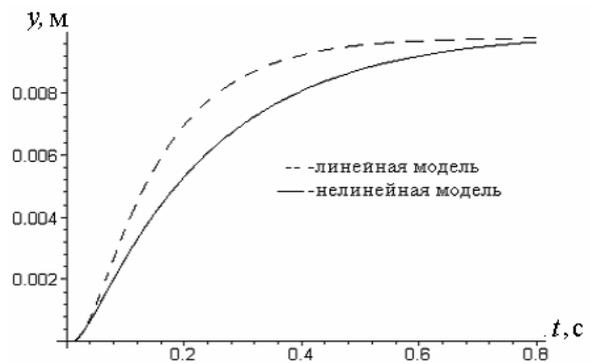


Рис. 5. Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра

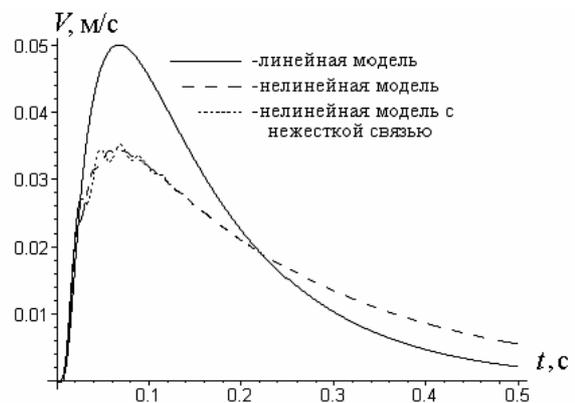


Рис. 6. Скорость перемещения поршня гидроцилиндра

Анализируя и сопоставляя вид переходных процессов, приведенных на рис. 3–7, можно утверждать, что нелинейная математическая модель СГРМ является более устойчивой, что особенно заметно при наличии нагрузки на выходном звене.

Важно отметить, что увеличение инерционной либо статической нагрузки приводит к значительному отличию переходных процессов, построенных по указанным моделям.

Учет в математической модели рулевого привода со СГУ такой характерной особенности, как наличие обратных потоков жидкости в зоне распределения основного потока, также приводит к некоторому изменению качества переходных процессов.

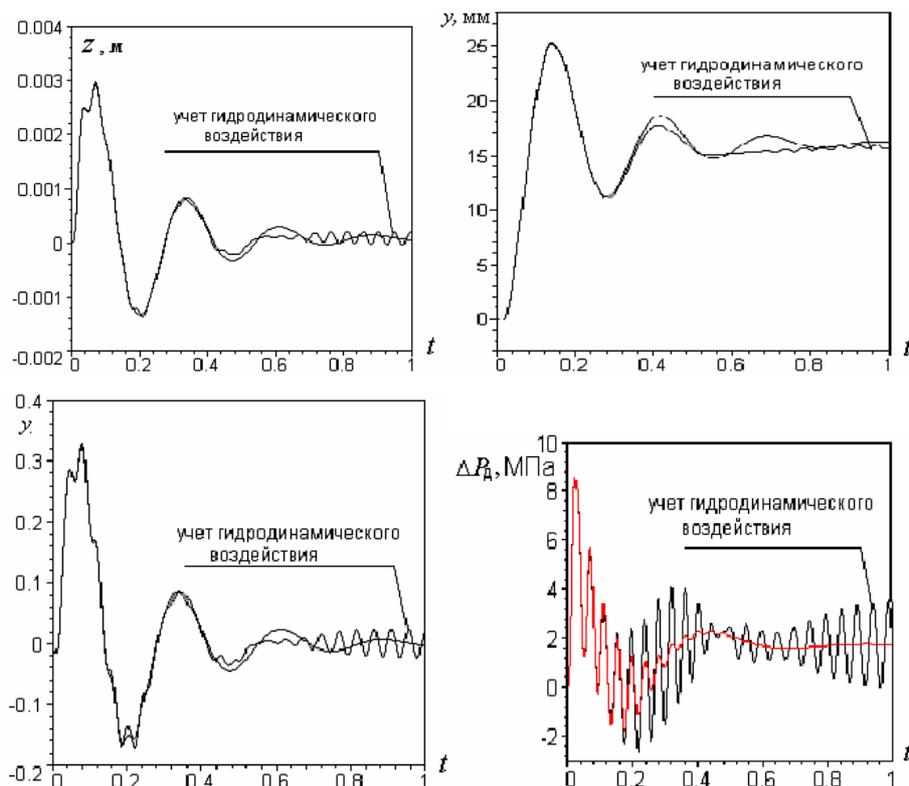


Рис. 7. Влияние гидродинамического воздействия обратных потоков в СГУ на переходные процессы в исполнительном гидроприводе

Объясняется это тем обстоятельством, что гидродинамические силы, создаваемые реакцией вытекающих из окон приемной платы струй жидкости, сила вязкого трения и инерционная сила воздействуют как на основной поток жидкости, вытекающей из струйной трубки, так и на саму струйную трубку, что приводит к следующим неблагоприятным последствиям:

- к неустойчивому положению струйной трубки при отсутствии сигнала управления, что проявляется в виде самопроизвольного хаотичного движения поршня гидродвигателя;

- к резкому нарушению линейности статических характеристик СГРМ при смещении струйной трубки, что является причиной возникновения колебаний всей следящей системы.

Таким образом, численное моделирование характеристик струйных гидравлических рулевых приводов позволяет сократить временные и финансовые затраты на проектирование, отработку и отладку рулевого привода за счет частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бочаров, В. П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / В. П. Бочаров и др. Киев : Техника, 1987. 127 с.
2. Гамынин, Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. М. : Машиностроение, 1972. 376 с.

3. Гамынин, Н. С. Гидравлический следящий привод / Н. С. Гамынин [и др.] ; под ред. В. А. Лещенко. М. : Машиностроение, 1968. 564 с.
4. Гамынин, Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, А. Л. Климашин. М. : Машиностроение, 1979. 80 с.
5. Гамынин, Н. С. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А. М. Потапов, А. М. Селиванов. М. : Машиностроение, 1992. 368 с.
6. Домогоаров, А. Ю. Разработка теории и рекомендаций по проектированию электрогидравлических усилителей со струйным гидрораспределителем для гидроприводов самоходных машин : дис. канд. техн. наук / А. Ю. Домогоаров. М., 1982. 206 с.
7. Жданов, Ю. К. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Ю. К. Жданов, А. Л. Климашин. М. : Машиностроение, 1979. 80 с.
8. Кириллов, Ю. К. Повышение эффективности приводов со струйными электрогидроусилителями / Ю. К. Кириллов, А. М. Русак, Ю. Н. Скорынин, В. А. Целищев // Гидравлика и гидропневмосистемы: науч.-техн. конф. Челябинск : ЮУрГУ, 1998. С. 136–138.
9. Кириллов, Ю. К. Обобщенная статическая характеристика высоконапорного струйного гидроусилителя / Ю. К. Кириллов, Ю. Н. Скорынин, В. А. Шараев, В. А. Целищев // Ракетная космическая техника. 1994. Сер. XIV. Вып. 2(38).
10. Кириллов, Ю. К. Регулировочная характеристика по расходу высоконапорного струйного гидроусилителя / Ю. К. Кириллов, Ю. Н. Скорынин, В. А. Шараев, В. А. Целищев // Ракетная космическая техника. 1994. Сер. XIV. Вып. 2(38).

11. **Крамской, Э. И.** Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями / Э. И. Крамской. Л. : Машиностроение, 1972. 104 с.
12. **Крымов, Б. Г.** Исполнительные устройства систем управления летательными аппаратами / Б. Г. Крымов, Л. В. Рабинович, В. Г. Стеблецов. М. : Машиностроение, 1987. 264 с.
13. **Месропян, А. В.** О приближенной постановке задач идентификации рулевой машины с высоконапорным струйным гидроусилителем / А. В. Месропян, В. А. Целищев // Вопросы управления и проектирования в информационных и кибернетических системах. Уфа. 1996.
14. **Нейман, В. Г.** Гидроприводы авиационных систем управления / В. Г. Нейман. М. : Машиностроение, 1973. 200 с.
15. **Рехтен, А. В.** Струйная техника / А. В. Рехтен. М. : Машиностроение, 1980. 238 с.
16. **Русак, А. М.** Струйные гидравлические рулевые машины для органов управления летательных аппаратов / А. М. Русак, В. А. Целищев // Интеллектуальные автономные системы: межд. научн. издание. Уфа : УГАТУ, 1996. С. 111–116.
17. **Русак, А. М.** Система автоматического регулирования двигательной установки на твердом топливе / А. М. Русак, В. А. Целищев // Оборонная техника. 1994. № 4.
18. **Соколов, Н. И.** Адаптивные системы автоматического управления летательными аппаратами : учеб. пособие для студентов авиац. спец. вузов / В. Г. Нейман, В. Ю. Рутковский, Н. Б. Судзиловский. М. : Машиностроение, 1988. 208 с. : ил.
19. **Темный, В. П.** Основы гидроавтоматики / В. П. Темный. М. : Наука, 1972. 224 с.
20. **Тимофеев, А. В.** Построение адаптивных систем управления программным движением / А. В. Тимофеев. Л. : Энергия. Ленингр. отд-ние, 1980. 88 с.
21. **Технический отчет** Государственного ракетного центра «КБ им. акад. В. П. Макеева». № 5-12/201-88.
22. **Фомичев, В. М.** Безразмерные гидравлические характеристики цилиндрических насадков, учитывающие кавитацию и число Рейнольдса / В. М. Фомичев и др. // Вестник машиностроения. М., 1975. № 11.
23. **Фомичев, В. М.** Современные электрогидравлические усилители мощности / В. М. Фомичев // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 5. М. : Машиностроение, 1978. С. 210–223.
24. **Целищев, В. А.** Теоретические и экспериментальные исследования рулевых приводов со струйным гидроусилителем / В. А. Целищев // Ракетно-космическая техника. Серия XIV. Вып. 3. Труды межотраслевого семинара. 1996.

ОБ АВТОРЕ



Месропян Арсен Владимирович, доцент каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 1996). Канд. техн. наук по системам приводов (Пермск. гос. тех. ун-т, 2000). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления ЛА.

УДК 535.241.6

В. С. ФЕТИСОВ, Е. В. ЦИХ, О. В. МЕЛЬНИЧУК

ФОТОМЕТРИЧЕСКИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ДЛЯ ПОЛЕВЫХ ИЗМЕРЕНИЙ КОНЦЕНТРАЦИИ ЖИДКИХ ДИСПЕРСНЫХ СРЕД

Описаны современное состояние и проблемы полевых измерений концентрации жидких дисперсных сред с помощью фотометрических измерительных преобразователей. Представлены отдельные результаты разработок фотометрических преобразователей бесконтактного типа и преобразователей с переменной измерительной базой. *Фотометрический измерительный преобразователь; жидкие дисперсные среды; концентрация*

ВВЕДЕНИЕ

Большинство жидкостей в природе и технике существует в виде жидких дисперсных сред (ЖДС): эмульсий, суспензий, коллоидных растворов. Информация о концентрации взвешенных частиц (дисперсной фазы — ДФ) часто бывает очень важна для управления многими технологическими процессами, экологического мониторинга, в научных исследованиях. Наиболее типичными примерами областей и объектов, где требуются непрерывные измерения концентрации ДФ в ЖДС, являются:

- контроль качества питьевой воды на всех этапах ее подготовки;
- контроль физико-химических параметров сточных вод;
- контроль состояния различных фильтров;
- контроль качества подготовки обратной воды, закачиваемой в скважины на нефтепромыслах для подавления нефтеносных пластов;
- контроль процессов в пищевой промышленности, в частности, в пивоварении и виноделии;
- контроль качества топлива в авиации;