

УДК 629.062

В. А. ЦЕЛИЩЕВ, Д. В. ЦЕЛИЩЕВ

СОСТОЯНИЕ И ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ СТРУЙНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН

Обсуждаются научные проблемы разработки и проектирования струйных гидравлических рулевых машин для систем управления летательными аппаратами. Основное внимание уделяется обеспечению оптимальных статических и динамических характеристик рулевых машин. Исследуется струйно-кавитационный способ регулирования гидроприводов. Системы автоматического управления; экспериментальные исследования; математическая модель; кавитационное регулирование

В системах автоматического управления модулем и вектором тяги летательных аппаратов специального назначения широкое применение получили электрогидравлические рулевые машины (ЭГРМ) с высоконапорными струйными гидроусилителями (СГУ), содержащие (рис. 1) последовательно соединенные усилитель сигнала рассогласования 1, электромеханический преобразователь 2, электрогидроусилитель с подвижной струйной трубкой 3 и расположенной напротив приемной платой с двумя окнами (приемными соплами), подключенными к полостям гидродвигателя 4, потенциометрический датчик обратной связи (ДОС) 5.

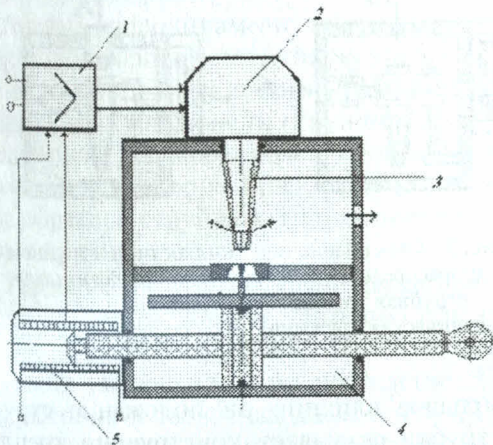


Рис. 1. Струйная гидравлическая рулевая машина

Под высоконапорными СГУ имеются в виду усилители, работающие при давлениях более 3 МПа с диаметром струйной трубки менее 2 мм. В зависимости от конструкции и компоновки данные ЭГРМ развивают полезную мощность от 10 до 1000 Вт.

Ниже приведены обобщенные материалы по разрабатываемым в ФГУП «Государственный ракетный центр „КБ им. акад. В. П. Макеева“» струйным гидравлическим рулевым машинам (СГРМ), применяемым в высокоточных системах управления летательных аппаратов. СГРМ по сравнению с другими типами рулевых машин имеют ряд преимуществ, из которых следует отметить:

- малую чувствительность к загрязнению и агрессивности рабочей жидкости;
- простоту 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 нейтрально).

Однако долгое время применение однокаскадных СГРМ ограничивалось небольшой развиваемой мощностью из-за их низкого давления на входе в струйную трубку. При повышении давления рабочей жидкости гидродинамическое воздействие на струйную трубку обратных потоков приводило к неустойчивой работе СГРМ.

Многолетние исследования и эксплуатация струйных гидравлических рулевых машин (СГРМ) в различных организациях позволили усовершенствовать их конструкцию за счет:

- выбора рациональных параметров прочной части струйных гидроусилителей;
- разворота приемных окон относительно плоскости, в которой происходит поворот струйной трубки;
- установки демпфирующих элементов в зоне распределения потоков жидкостей;
- разработки высокомоментных малогабаритных электромеханических преобразователей.

В результате этих работ создана гамма устойчиво работающих однокаскадных СГРМ с выходной мощностью до 4,225 кВт при давлении до 13 МПа.

Дальнейшим совершенствованием конструкции однокаскадных СГРМ явились (рис. 2):

- разработка прямоточной схемы подвода рабочей жидкости высокого давления к струйной трубке, что позволило исключить осевую силу, действующую на осевой элемент поляризованного реле;

- создание распределителей с промежуточным зазором, что дало возможность отвести большую часть обратных потоков жидкости из зоны расположения струйной трубки.

Рис. 2. Усовершенствованная конструкция струйного гидрораспределителя

Указанные усовершенствования позволили поднять давление на входе в струйную трубку до 18,2 МПа, обеспечив тем самым мощность около 13,74 кВт.

Решение вопросов улучшения качества проектных работ, сокращения сроков разработки новых РМ с СГУ с характеристиками, удовлетворяющими растущим требованиям со стороны системы управления летательного аппарата и его двигателя, сдерживается, так как теория, методы проектирования и расчета высоконапорных СГУ из-за недостаточной изученности рабочих процессов, протекающих в них, не приобрели еще законченного научного и инженерного уровня. Теоретические основы физических процессов, протекающих в высоконапорных СГУ, изложены в работах [1–5].

Одной из особенностей струйного гидрораспределителя, используемого в струйных

гидравлических рулевых машинах, является наличие обратных потоков жидкости в зоне распределения основного потока. 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. Это приводит:

- 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 следящей системы.

В общем случае неустановившегося движения жидкости статическая составляющая давлений на поверхности струйной трубки является функцией большого числа параметров, а именно:

$$p = f(z, Q_d, p_d, \bar{d}, \bar{H}, Re, p, \text{режим работы}),$$

где z — смещение струйной трубки; Q_d, p_d — соответственно расход и перепад давлений в гидродвигателе; \bar{d}, \bar{H} — соответственно отношение диаметра приемного сопла и расстояния между соплами к диаметру напорного сопла; Re — число Рейнольдса.

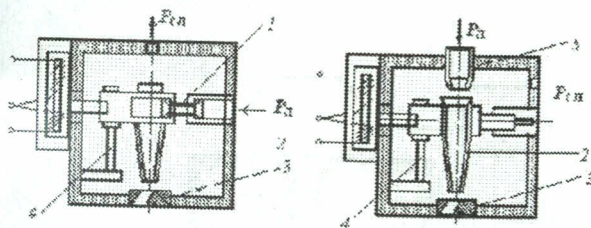


Рис. 3. Схемы подвода жидкости в струйном гидрораспределителе: 1 — «плавающая втулка»; 2 — струйная трубка; 3 — приемная плата; 4 — механическая пружина; 5 — подводящее сопло

Большое влияние на положение струйной трубки оказывает конструкция крепления струйной трубки и схема подвода рабочей жидкости. Наибольшее распространение в однокаскадных СГРМ получили две схемы подвода жидкости к струйной трубке. Первая схема основана на использовании так называемой «плавающей втулки» (рис. 3), когда поток жидкости подводится перпендикулярно оси струйной трубки. Для этой схемы характерны гидравлические потери при поворо-

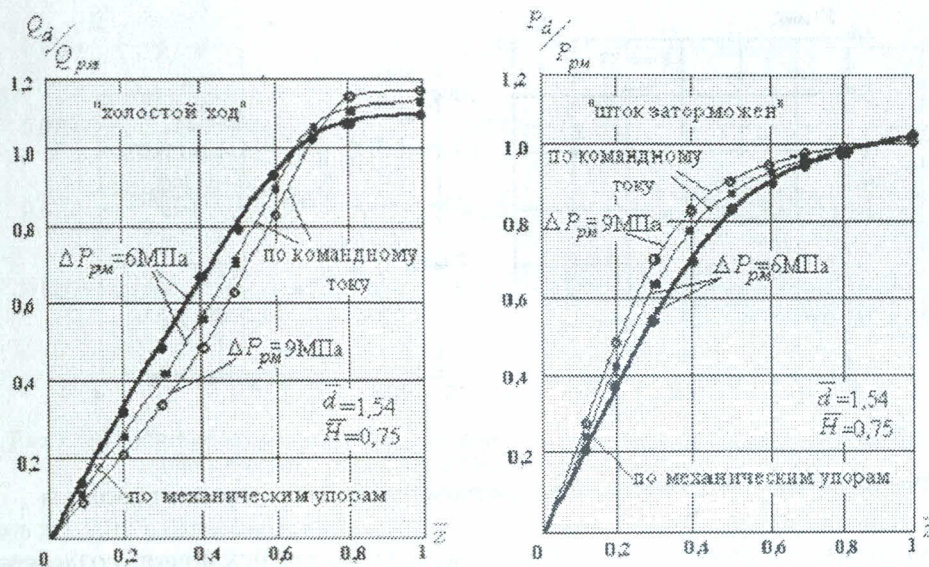


Рис. 4. Экспериментальные кривые гидродинамического воздействия на регулировочные характеристики струйного гидрораспределителя

те струи на 90° , осевая нагрузка на якорь электромеханического преобразователя и наличие в «плавающей втулке» утечек и силы трения якоря электромеханического преобразователя. Вторая схема подвода основана на использовании дополнительного сопла, расположенного соосно со струйной трубкой. Для этой схемы характерны: наличие утечек жидкости в зазоре между напорными соплами, радиальная нагрузка на якорь преобразователя, вызванная консольным подвесом струйной трубки, и неоднозначный характер гидродинамических сил.

Анализ гидродинамического воздействия струй на поворотную струйную трубку основан на результатах экспериментальных исследований плоской модели струйного элемента на лазерном доплеровском измерителе, электромеханических преобразователей и натуральных образцов струйных гидравлических рулевых машин.

Типичные регулировочные характеристики СГРМ по расходу и давлению при смещении струйной трубки с помощью механических упоров или при посредстве ЭМП при различных перепадах давления на СГРМ Δp_{pm} и расходах жидкости через сопло Q_0 представлены на рис. 4.

Анализ полученных кривых позволяет сделать следующие выводы:

- в гидрораспределителе с поворотной струйной трубкой гидродинамическое воздействие создает как положительный, так и отрицательный моменты на якорь электромеханического преобразователя;

- в скоростных характеристиках СГРМ имеется отрицательное возмущение, уменьшающее угол поворота струйной трубки. При больших величинах возмущений это приводит к резкому излому характеристик;

- в силовых характеристиках имеется положительное возмущение, увеличивающее угол поворота струйной трубки. При больших величинах возмущений это приводит силовую характеристику к релейному виду;

- увеличение давления питания способствует повышению влияния гидродинамических воздействий.

При изменении нагрузки в СГРМ соотношение противоположных по знаку возмущений может носить весьма сложный характер. Наличие подобных противоположных возмущений при небольших сигналах управления может привести к тому, что скорость гидродвигателя V СГРМ под нагрузкой R превысит скорость холостого хода. Подтверждением этого является ряд экспериментальных данных, некоторые из которых для различных диаметров сопла струйной трубки d_c представлены на рис. 5. Подобный вид нагрузочной характеристики СГРМ свидетельствует о нечувствительности к нагрузке до определенных пределов. Это было бы более чем желательно для внешних характеристик СГРМ, если бы не носило столь непрогнозируемый характер и имело бы место во всем диапазоне управляющих сигналов. При максимальном сигнале управления вид нагрузочной характеристики СГРМ типичен для рулевых машин с поворотной струйной трубкой. При сигнала-

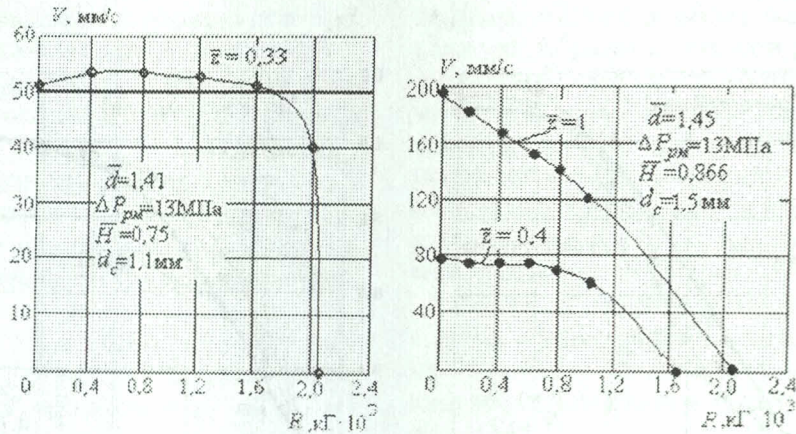


Рис. 5. Частные случаи обобщенных характеристик струйного гидрораспределителя

ле управления, соответствующем смещению струйной трубки на величину $\bar{z} = 0,4$, наблюдается некоторая нечувствительность к нагрузке.

Данное явление неоднозначности характеристик не является присущим всем типам СГРМ и обычно устраняется в результате доводочных работ. Эти работы, как правило, направлены на небольшое изменение конструктивных параметров гидрораспределителя или параметров узла крепления струйной трубки (усилие затяжки «плавающей втулки», жесткость механической пружины).

Таким образом, на данной стадии возможны два варианта развития работ по совершенствованию СГРМ:

- разработка основ теории и проектирования СГРМ традиционных схем с целью оптимизации характеристик и упрощения технологии изготовления;
- разработка принципиально новых конструкций СГРМ, позволяющих обеспечивать нечувствительность исполнительного механизма к нагрузке.

Одним из подходов к качественному улучшению характеристик рулевой машины со струйной трубкой по второму варианту совершенствования СГРМ является изменение конструкции блока приемных сопл. В приемной плате выполняется камера в виде плоскопараллельной щели, пересекающей конические каналы и сообщающейся со сливом. В верхней части платы каналы выполнены в виде конфузора, а в нижней части — в виде диффузора. Такая приемная плата осуществляет стабилизацию расхода при изменении нагрузки на исполнительном гидродвигателе за счет происходящих в ней кавитационных явлений. Отвод рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра осуществляется через плос-

кую щель, что исключает воздействие обратных струй на струйную трубку. Волновые процессы и забросы давления в подводящих магистралях отсутствуют, так как струя обладает односторонней проводимостью. Указанное явление и варианты его использования подтверждены патентами РФ № 2116524 и № 2153104.

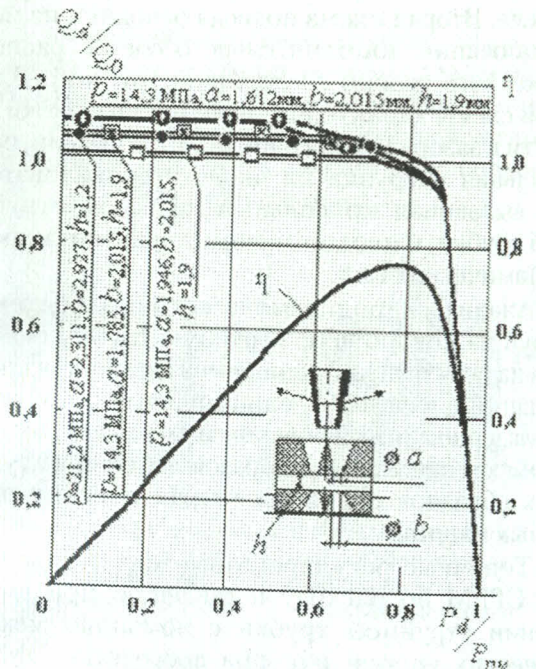


Рис. 6. Характеристики СГРМ со струйно-кавитационным регулированием

Для подтверждения данного конструктивного решения были проведены исследования явления стабилизации выходной характеристики рулевой машины. Перепад давлений на струйном гидроусилителе изменялся в пределах $\Delta p_{рж} = 0 \dots 21$ МПа, минимальный диаметр сопл приемной платы изменялся в пределах: для конфузора 1,612...2,416 мм,

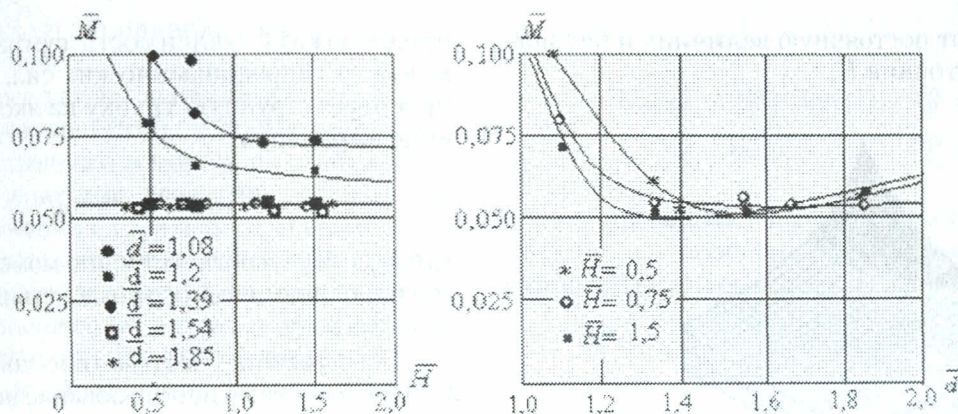


Рис. 7. Влияние конструктивных параметров струйного гидрораспределителя на максимальный момент ЭМП, вызванный гидродинамическими силами

для диффузора 2,015...2,927 мм, ширина щели в приемной плате 1,2...1,9 мм, расход жидкости через струйную трубку $Q_0 = 21,7...60,9$ л/мин. Некоторые результаты проведенных исследований приведены на рис. 6.

На всем диапазоне исследуемых параметров наблюдается стабилизация скорости гидродвигателя по нагрузке до 70% от максимального значения нагрузки и относительная независимость характеристик рулевой машины от конструктивных параметров гидрораспределителя. Максимальный коэффициент полезного действия рулевой машины в этом случае достигает 0,75. Коэффициент восстановления расхода (при отсутствии нагрузки) превышает единицу. Коэффициент восстановления давления (при отсутствии расхода к потребителю) равен единице. Кроме того, увеличился диапазон рабочих давлений рулевой машины со струйной трубкой.

Результаты экспериментальных исследований гидрораспределителя новой схемы показывают значительное преимущество основных показателей качества процесса регулирования по сравнению с гидрораспределителем классической схемы, $\eta_{\max} \leq 0,45$ при оптимальных конструктивных параметрах гидрораспределителя, $K_p \leq 1$ — относительная нежесткость статической характеристики). Но еще более существенным является независимость характеристик гидрораспределителя от его безразмерных конструктивных параметров, в гидрораспределителе классической схемы представляющая собой основную проблему при проектировании и доводке. Кроме того, увеличился диапазон рабочих давлений однокаскадных СГРМ.

Изложенное выше позволяет сделать предположение о новом способе регулирования скорости гидропривода, а именно струй-

но-кавитационном. Сущность способа заключается в организации локального изменения давления рабочей жидкости вследствие явлений кавитации на ответственных участках работы струйного гидрораспределителя. Сравнение предложенного способа регулирования с известными: дроссельным и объемным — указывает на то, что предложенный способ регулирования превосходит дроссельный (струйно-дроссельный) способ по всем показателям, а объемный способ — в части обеспечения максимальных скоростей вследствие эжекционных свойств высокоскоростной струи жидкости.

Теперь остановимся подробнее на первом варианте совершенствования СГРМ, а именно на вопросах моделирования. Одной из основных особенностей при моделировании СГРМ являются гидродинамические силы, действующие в струйном электрогидрораспределителе.

Влияние конструктивных параметров струйного гидрораспределителя на относительный момент \bar{M} , вызванный действием гидродинамических сил на якорь электромеханического преобразователя (ЭМП), показано на рис. 7. Сравнение осуществляется с моментом на якоре ЭМП без подачи рабочей жидкости в струйную трубку. Перепад давлений на СГРМ составляет 9 МПа.

Анализ экспериментальных данных позволяет утверждать следующее:

- при относительных расстояниях между струйной трубкой и приемной платой $\bar{H} < 0,75$ и относительном диаметре гидрораспределителя $\bar{d} < 1,4$ наблюдается резкое возрастание гидродинамических сил;
- при относительном диаметре гидрораспределителя $\bar{d} \geq 1,4$ гидродинамические

силы имеют постоянную величину и не зависят от расстояния \bar{H} .

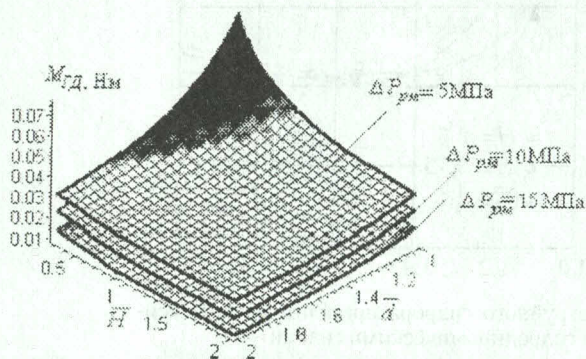


Рис. 8. Влияние величины давления питания на момент ЭМП, вызванный гидродинамическими силами

На рис. 8 показано влияние величины давления питания на момент ЭМП, вызванный гидродинамическими силами. Приведены данные для безразмерного относительно расстояния в струйном гидрораспределителе $\bar{H} = 0,75$. С повышением давления питания момент силового гидродинамического воздействия увеличивается. При этом определяющим фактором является параметр d гидрораспределителя.

Для приближенной оценки максимальных моментов, вызванных гидродинамическими силами, может служить следующая зависимость:

$$M_{gd}^{\max} = s_1 \left(\Gamma_1 \left(\frac{\Delta p_{рм}}{p_a} \right) + \frac{\Gamma_2}{d^3 \bar{H}} \right), \quad (1)$$

где $\Gamma_1 = 0,0001$ Н·м, $\Gamma_2 = 0,015$ Н·м; $s_1 = 0,4 \div 0,5$ — коэффициент, учитывающий наличие успокоителя; p_a — атмосферное давление.

Данное выражение справедливо для струйных гидрораспределителей с устройством подвода жидкости к струйной трубке типа «плавающая втулка», геометрически подобных сопел и приемных плат.

Таким образом, момент на якоре ЭМП от действия гидродинамических сил носит сложный характер. В отработанных конструктивных схемах струйных гидравлических рулевых машин величина данного момента не превышает 10–15% от момента на якоре ЭМП, развиваемого при работе в масле. На стадии проектирования и доводки СГРМ момент от гидродинамических сил необходимо учитывать.

Анализ экспериментальных моделей струйного гидрораспределителя позволяет

предположить зависимость суммарного момента от гидродинамических сил, действующих через струйную трубку на якорь ЭМП, в виде выражения

$$M_{gd} = M_p - M_q, \quad (2)$$

где M_p , M_q — соответственно момент силового гидродинамического воздействия по давлению, расходу.

Для расчета математической модели СГРМ допустимо использование нелинейной характеристики силового гидродинамического воздействия, описываемой выражениями (3), (4):

$$M_p = \begin{cases} M_{gd}^{\max}, & 0,25 < \bar{p}_d < 0,55; \\ -M_{gd}^{\max}, & -0,25 < -\bar{p}_d < -0,55; \\ \frac{M_{gd}^{\max}(\bar{p}_d + \xi_{pm})}{\xi_{pm} - 0,55}, & -\xi_{pm} < -\bar{p}_d < -0,55; \\ \frac{M_{gd}^{\max}(\bar{p}_d - \xi_{pm})}{\xi_{pm} - 0,55}, & \xi_{pm} > \bar{p}_d > 0,55; \\ \bar{p}_d M_{gd}^{\max} / 0,25, & -0,25 < \bar{p}_d < 0,25; \\ 0, & |\bar{p}_d| \geq \xi_{pm}. \end{cases} \quad (3)$$

$$M_q = \begin{cases} -M_{gd}^{\max}, & 0,25 < \bar{p}_d < 0,75; \\ M_{gd}^{\max}, & -0,25 < -\bar{p}_d < -0,75; \\ \frac{M_{gd}^{\max}(\bar{Q}_d + \mu_{qm})}{\mu_{qm} - 0,75}, & -\mu_{qm} < -\bar{Q}_d < -0,75; \\ \frac{M_{gd}^{\max}(\bar{Q}_d - \mu_{qm})}{\mu_{qm} - 0,75}, & \mu_{qm} > \bar{Q}_d > 0,75; \\ \bar{p}_d M_{gd}^{\max} / 0,25, & -0,25 < \bar{Q}_d < 0,25; \\ 0, & |\bar{Q}_d| \geq \mu_{qm}. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь \bar{p}_d — отношение перепада давлений в гидродвигателе к перепаду давлений на СГРМ; \bar{Q}_d — отношение расхода через гидродвигатель к теоретическому расходу через СГРМ; μ_{qm} , ξ_{pm} — соответственно коэффициенты восстановления расхода и давления [2].

В летательных аппаратах для управления рулевыми поверхностями и модулем тяги двигателя применяется электрогидравлический следящий привод (ЭГСП) с большим запасом мощности, работающий со сравнительно малой инерционной нагрузкой. Жесткие требования к параметрам колебательных процессов в режиме стабилизации обуславливают работу ЭГСП с большим быстродействием при малых сигналах управления. Быстродействие обеспечивается высокой добротностью

замкнутого контура привода (порядка десятков и сотен герц).

Отдельные элементы привода имеют нелинейные характеристики, которые не оказывают существенного влияния на работу этих элементов, а поэтому могут не учитываться при исследовании их динамики. Однако совокупность этих нелинейностей оказывает влияние на динамику контура привода, способствуя возникновению автоколебаний в нем. Исследование причин возникновения автоколебаний и определение диапазона изменения параметров характеристик элементов ЭГСП, исключающего появление автоколебаний, позволяют решать задачи повышения точности стабилизации летательных аппаратов. В данной статье рассматриваются динамические характеристики ЭГСП со струйным гидрораспределителем с учетом нелинейностей его элементов, доступных экспериментальному определению.

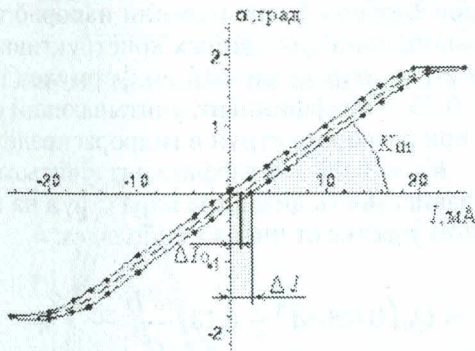


Рис. 9. Экспериментальная управляющая характеристика ЭМП

В режиме стабилизации, т.е. при малых сигналах управления из-за высокой добротности контура привода на вход электромеханического преобразователя поступают сигналы, по величине близкие к максимальным. Поэтому петлеобразная статическая характеристика ЭМП, обусловленная гистерезисной формой характеристики его электрической катушки с сердечником, оказывает существенное влияние на динамические характеристики привода. На рис. 9 представлена экспериментальная управляющая характеристика ЭМП типа МП-420.

Для определенных значений параметров привода, при которых возникают автоколебания, гистерезисная форма регулировочной характеристики ЭМП может быть аппроксимирована люфтовой характеристикой, ширина которой одинакова для всех действующих

сигналов:

$$\alpha = \begin{cases} K_{\alpha i} \left(I - \frac{\Delta I}{2} \right) \operatorname{sign}(I), & \frac{d\alpha}{dt} \neq 0, \\ \alpha_m, & \frac{d\alpha}{dt} = 0, \end{cases} \quad (5)$$

где α_m — максимальный угол поворота якоря ЭМП, $K_{\alpha i}$ — коэффициент усиления регулировочной характеристики ЭМП.

При рассмотрении ЭМП как механической системы в соответствии со вторым законом Ньютона при пренебрежении моментом сухого трения уравнение его динамики можно записать в виде

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = K_{mi} I - K_{m\alpha} \alpha - b_{mp} \frac{d\alpha}{dt} - C_p \alpha - M_{gd}, \quad (6)$$

где J — 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_{mp} — коэффициент вязкого трения ЭМП; C_p — жесткость внешней (центрирующей) пружины ЭМП.

Момент внешнего гидродинамического воздействия M_{gd} определяется по формулам (3), (4).

При рассмотрении ЭМП как электрической системы уравнения электрической цепи усилителя сигнала ошибки

$$U = R_{mp} I + L \frac{d\alpha}{dt} + K_{pe} \frac{d\alpha}{dt}, \quad (7)$$

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

где U — напряжение в обмотках преобразователя; R_{mp} — суммарное активное сопротивление контура усилителя и обмоток управления; L — индуктивность обмоток управления преобразователя; K_{pe} — коэффициент противо-ЭДС; K_u — коэффициент усиления усилителя по напряжению.

Уравнение измерителя рассогласования с учетом главной обратной связи

$$U_{\Sigma} = U_{vx} - K_{oc} y, \quad (8)$$

где U_{Σ} — сигнал рассогласования, выраженный напряжением тока; U_{vx} — входной сигнал; K_{oc} — коэффициент главной обратной связи, определяемый датчиком обратной связи, y — перемещение выходного звена.

Связь между углом поворота якоря и линейным перемещением среза струйной трубки z можно записать в виде

$$z = l_{tr} \operatorname{tg} \alpha \approx l_{tr} \alpha, \quad (9)$$

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

Уравнение баланса расходов в гидрораспределителе с учетом нелинейности его обобщенной характеристики определяется выражением

$$\left(\frac{W_0 + Ay}{E_i} + C_n \right) \frac{dp_d}{dt} + A \frac{dy}{dt} = \mu_{qm} Q_T \times \begin{cases} \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{z}) \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d}{\xi_{pm}}} - (1 - \bar{z}) \sqrt{1 + \frac{\bar{p}_d}{\xi_{pm}}} \right], & \text{при } z \leq z_n; \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d}{\xi_{pm}}}, & \text{при } z_{\max} > z > z_n, \end{cases} \quad (10)$$

где W_0 , A — объем полостей и эффективная площадь гидродвигателя, C_n — жесткость стенок гидродвигателя, z_{\max} — максимальное перемещение струйной трубки, z_n — положение струйной трубки, при котором наступает насыщение регулировочной характеристики ЭМП.

Модуль объемной упругости жидкости, входящий в выражение (10), определяется уравнением

$$E_i = E_0 \frac{1 + m_w \frac{p_a}{p_d}}{1 + m_w E_0 \frac{p_a}{p_d^2}}, \quad (11)$$

где E_0 — модуль объемной упругости чистой жидкости при нормальном атмосферном давлении p_a , m_w — относительное содержание газовой фазы.

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

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 y}{dt^2} &= C_c (y - y_n) - b \frac{dy_n}{dt} - R - F_{tr} - C_m y_n, \\ m \frac{d^2 y_n}{dt^2} &= A p_d - b_p \frac{dy_n}{dt} - F_{trp} - C_c (y - y_n), \end{aligned} \quad (12)$$

где m — приведенная масса подвижных частей гидроцилиндра и жидкости в его полостях; C_c — коэффициент жесткости кинематической связи штока гидроцилиндра с нагрузкой; y_n — перемещение нагрузки; b_p , b — коэффициенты вязкого трения поршня

и нагрузки; F_{trP} , F_{tr} — силы сухого трения поршня гидродвигателя и нагрузки. Первое уравнение выражения (12) — движение приведенной к выходному звену гидропривода массы M (уравнение нагрузки). Второе уравнение — движение выходного звена гидропривода.

$$F_{tr} = F_{tr}^0 \operatorname{sign} \frac{dy_n}{dt}; \quad (13)$$

$$F_{trp} = F_{trp}^0 \operatorname{sign} \frac{dy}{dt}. \quad (14)$$

Здесь F_{tr}^0 , F_{trp}^0 — соответственно сила срабатывания нагрузки и поршня.

Коэффициент восстановления расхода при максимальном смещении струйной трубки может быть определен зависимостью

$$\mu_{qm} = \frac{Q_{\max}}{Q_T} = K_1 + K_2 L, \quad (15)$$

где Q_T — максимальный теоретический расход при соосном расположении напорного и приемного сопел для данных конструктивных параметров, определяемый по формуле (16); $K_1 = 0,75$ — коэффициент, учитывающий потери при развороте струи в гидрораспределителе; $K_2 = 0,06$ — коэффициент, учитывающий зависимость диаметра ядра струи на начальном участке от числа Рейнольдса:

$$Q_T = Q_0 \left(0,0208 \bar{d}^5 - 0,137 \frac{\bar{d}^2 \bar{H}}{e \bar{d}^5} + 0,156 \frac{\bar{d} \bar{H}}{e \bar{H}} + 0,857 \right). \quad (16)$$

Потери на восстановление давления в струйном гидрораспределителе можно аппроксимировать зависимостью

$$\xi_{pm} = K_3 + K_4 \frac{t}{d_c} L, \quad (17)$$

где $K_3 = 0,88$ — коэффициент потерь давления; $K_4 = 0,1$ — коэффициент, учитывающий зависимость диаметра ядра струи на начальном участке от числа Рейнольдса и влияющие перемены между окнами.

$$L = \frac{Re}{Re_k}, \quad Re_k = 6350.$$

Таким образом, динамическая модель следящего электрогидропривода со струйным гидрораспределителем учитывает существенные нелинейности, доступные экспериментальному определению:

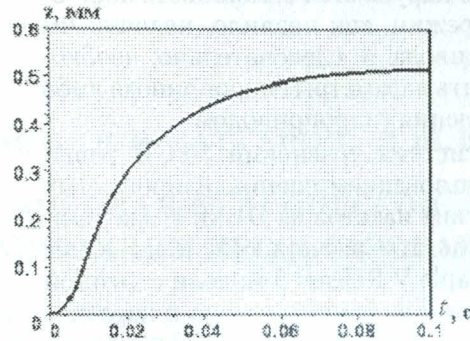
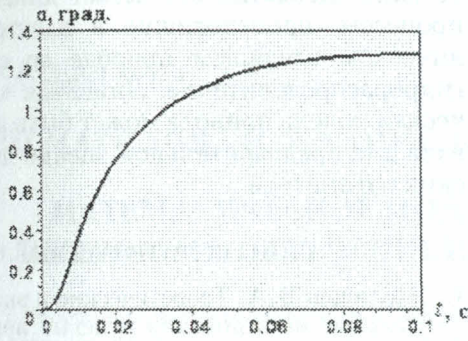


Рис. 10. Переходные процессы в ЭМП

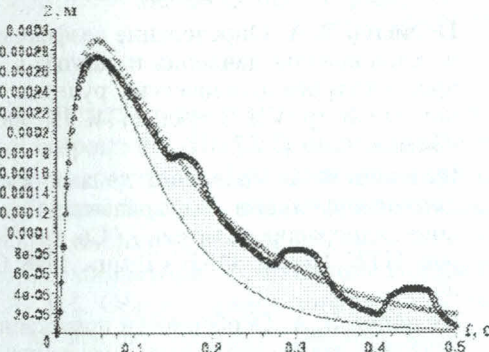


Рис. 11. Динамика перемещения струйной трубки

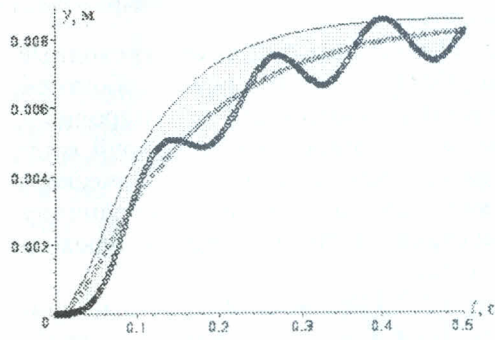


Рис. 12. Перемещение штока гидроцилиндра (нагрузки)

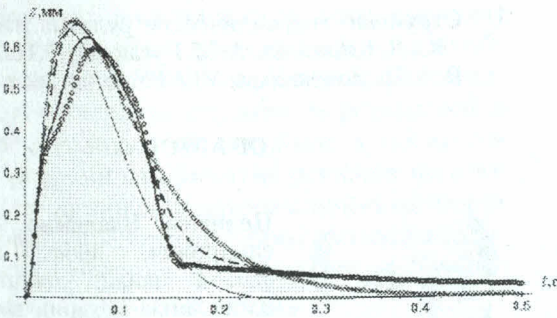


Рис. 13. Сравнение моделей с экспериментом (перемещение струйной трубки)

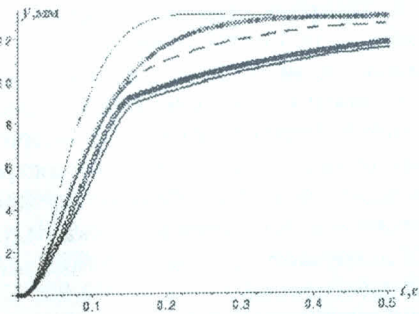


Рис. 14. Сравнение моделей с экспериментом (перемещение штока гидродвигателя)

- нелинейность обобщенной статической характеристики струйного гидрораспределителя;

- гистерезис регулировочной характеристики ЭМП;

- зависимость модуля объемной упругости жидкости от текущего перепада давлений в гидродвигателе и относительного содержания воздуха в рабочей жидкости;

- нелинейности гидродинамического воздействия по давлению и расходу обратных струй жидкости на струйную трубку;

- сухое трение в гидроцилиндре и нагрузке.

Ограничения учитывают конечное значение давления питания и слива насосной стан-

ции

$$p_c \leq p < p_p$$

и максимальные перемещения струйной трубки и поршня гидродвигателя:

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

Кроме того, необходимо внести дополнительные ограничения на нижний уровень давлений в полостях гидроцилиндра, которые не могут быть меньше давления насыщенных паров рабочей жидкости. Если при расчете динамического процесса в какой-то момент времени давление в полости гидроцилиндра достигает давления насыщенных паров, то это

означает, что нарушается сплошность жидкости. Такой режим, как правило, недопустим для гидропривода, и, следовательно, необходимо изменить параметры гидропривода либо закон управления гидроприводом.

Данная система уравнений ЭГСП решается с использованием специализированных математических пакетов на ЭВМ. Ниже приведены результаты расчета с использованием пакета Maple V Release 5 модели струйной гидравлической рулевой машины с параметрами серийной машины типа ЗД-34.

На рис. 10 приведены переходные процессы при повороте ротора ЭМП и отключенной обратной связи.

На рис. 11 показаны типичные переходные процессы ЭМП с учетом главной обратной связи (линия) и дополнительного гидродинамического воздействия обратных струй жидкости (символ). Момент гидродинамического воздействия оказывает влияние на величину смещения струйной трубки и время переходного процесса.

На рис. 12, 13 приведены типичные кривые переходных процессов поворота струйной трубки и смещения поршня гидродвигателя, рассчитанные по различным моделям: сплошная линия — линейная модель, символ «ромб» — нелинейная модель без учета нежесткости связи привода с нагрузкой, символ «окружность» — нелинейная модель привода с учетом нежесткости кинематической связи с нагрузкой. Для лучшей иллюстрации влияния нежесткости коэффициент жесткости C_c кинематической связи штока гидроцилиндра с нагрузкой при расчете был выбран заведомо небольшим.

На рис. 14 переходные процессы перемещения штока гидродвигателя и нагрузки, рассчитанные по линейной модели (штрихпунктирная линия), по нелинейной модели привода с жесткой обратной связью (символ — ромб), по нелинейной модели привода с нежесткой обратной связью (символ — окружность), сравниваются с экспериментальными кривыми переходных процессов: штриховая линия — датчик обратной связи установлен на штоке гидроцилиндра, сплошная линия — датчик обратной связи установлен на нагрузке.

Сравнение представленных кривых показывает, что разработанная нелинейная математическая модель качественно и количе-

ственно адекватно описывает динамические процессы, происходящие в электрогидравлическом следящем приводе со струйным гидрораспределителем. Линейная математическая модель привода может быть использована для предварительной оценки динамических параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Целищев В. А.** Теоретические и экспериментальные исследования рулевых приводов со струйным гидроусилителем // Ракетно-космическая техника: Тр. межотрасл. сем. Сер. XIV, вып. 3. 1996. С. 82–98.
2. **Целищев В. А.** Определение коэффициентов восстановления давления и расхода в струйных электрогидравлических рулевых машинах // Сб. тр. VII Всерос. НТК. Пермь: ОКБ «Темп», 1998. С. 57–61.
3. **Целищев В. А.** Уравнения движения и передаточные функции линеаризованного струйного гидрораспределителя // Сб. тр. VII Всерос. НТК. Пермь: ОКБ «Темп», 1998. С. 62–66.
4. **Целищев В. А.** Особенности протекания физических процессов в струйных гидроусилителях // Гидравлика и гидропневмосистемы: Тр. НТК. Челябинск: ЮУрГУ, 1998. С. 139–141.
5. **Струйные гидравлические рулевые машины** / Ю. К. Кириллов, А. М. Русак, Ю. С. Телицин, В. А. Целищев. Уфа: УГАТУ, 2002. 284 с.

ОБ АВТОРАХ



Целищев Владимир Александрович, проф., декан фак-та авиац. двигателей. Дипл. инж.-механик по гидравл. машинам (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматики ЛА и двигательных установок.



Целищев Дмитрий Владимирович, магистрант фак-та авиац. двигателей. Дипл. бакалавр в обл. энергомашиностроения (УГАТУ, 2004).