

2. **Ермаков, С. М.** Статистическое моделирование / С. М. Ермаков, Г. А. Михайлов. М. : Наука, 1982. 296 с.
3. **Михайлов, Г. А.** Некоторые вопросы теории методов Монте-Карло / Г. А. Михайлов. Новосибирск : Наука, 1974. 142 с.
4. **Соболь, И. М.** Численные методы Монте-Карло / И. М. Соболь. М. : Наука, 1973. 307 с.
5. **Babkova, E. V.** Modeling as decision making method in billet manufacture planning problem / E. V. Babkova // Proc. of the Workshop on Computer Science and Information Technologies (CSIT'2000). Ufa : USATU, 2000. Vol. 2. P. 284–286.

ОБ АВТОРЕ



Бабкова Елена Васильевна, доц., докторант каф. выч. математики и кибернетики. Дипл. инж.-экон. по АСУ (УАИ, 1972). Канд. техн. наук по АСУ (УГАТУ, 1990). Иссл. в обл. упр-я и моделир. в сложных орг.-техн. системах.

УДК 629.062

В. А. ЦЕЛИЩЕВ, Д. В. ЦЕЛИЩЕВ

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МАШИНА СО СТРУЙНО-КАВИТАЦИОННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

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 летательных аппаратов специального назначения широкое применение получили электрогидравлические рулевые машины (ЭГРМ) с высоконапорными струйными гидроусилителями (СГУ) [6], содержащие 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.

В результате работ, проводимых на ФГУП «Государственный ракетный центр «КБ имени акад. В. П. Макеева» была создана гамма устойчиво работающих однокаскадных струйных гидравлических рулевых машин (СГРМ) классической схемы с выходной мощностью до 4,225 кВт при давлении до 13 МПа.

Отличие СГРМ со струйно-кавитационным регулированием от классической схемы — в конструкции приемной платы (см. рис. 1) [4]. Верхняя часть приемной платы выполнена в виде коротких коноидальных сопел, где происходит дополнительное увеличение скорости основной струи. Нижняя часть — в виде диффузорных сопел, соединенных с полостями гидродвигателя. В приемной плате выполняется камера в виде плоскопараллельной щели, пересекающей каналы и сообщающаяся со сливом.

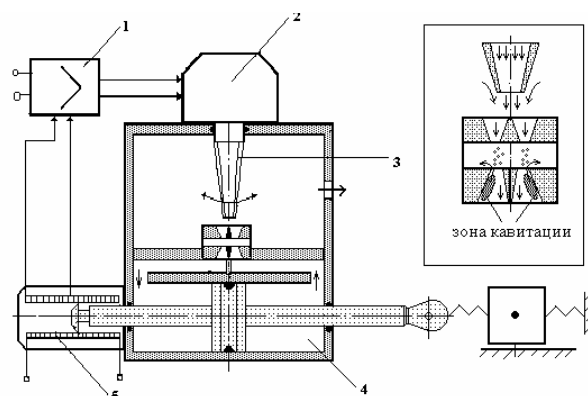


Рис. 1. Схема СГРМ со струйно-кавитационным регулированием

Отвод рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра осуществляется через плоскую щель, что исключает воздействие обратных струй на струйную трубку. Волновые процессы и забросы давления в подводящих магистралях отсутствуют, так как струя обладает односторонней проводимостью.

Анализ полученных результатов экспериментальных исследований [6] позволил предположить, что в основе высоких показателей новой схемы СГРМ перед классической лежат процессы, происходящие в струйной камере. Наблюдаемое явление жесткости внешней характеристики гидропривода и независимость характеристик гидропривода от конструктивных параметров распределителя происходит за счет кавитационных

процессов в приемной плате. Указанное явление и варианты его использования подтверждены патентами РФ [5].

Результаты проведенных расчетов кавитационных течений в высоконапорном струйном элементе показали следующее результаты [7]:

- при определенных конструктивных параметрах струйного элемента, характеристиках высокоскоростной затопленной струи жидкости и наличии в жидкости кавитационных зародышей, способных к потере устойчивости, в коноидальной насадке могут образовываться каверны, склонные к инерционному росту;

- при определенных условиях кавитационные каверны, после покидания коноидальной насадки вместе с высокоскоростной затопленной струей жидкости, могут не только не замыкаться в струйной камере с противодавлением $P_{сл}$, но и значительно увеличиваться в размерах;

- в районе стенок приемного сопла каверны замыкаются вследствие близости границ твердых поверхностей и торможения основного потока.

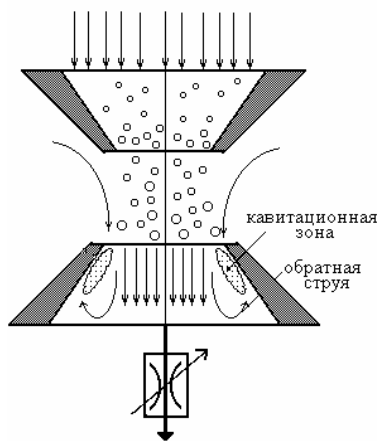


Рис. 2. Кавитационная область в приемном сопле

При наличии в рабочей жидкости достаточно количества кавитационных пузырьков в районе стенок приемного сопла струйного элемента может образовываться зона с развитыми кавитационными явлениями (см. рис. 2). Для этой зоны характерно локальное изменение давления, связанное с процессами схлопывания пузырьков. При увеличении противонагрузки в приемном сопле обратная струя жидкости, ранее наблюдавшаяся на периферийной части основной струи, теперь вынуждена преодолевать кавитационную зону. Если противодавление в приемном сопле недостаточно, то обратная струя данную зону преодолеть не может и вынуждена вместе с основной струей жидкости совершать полезную работу на гидродвигателе.

Данная гипотеза объясняет принцип работы струйного стабилизатора скорости гидропривода [2], основанного на использовании струйного элемента типа «сопло–сопло» в виде струйной трубки и расположенного напротив дефлектора. При нагрузке на исполнительном гидродвигателе, со-

ставляющей 70% от максимального значения, частота вращения гидродвигателя (гидромотора) такая же, как и на холостом ходу.

Струйный стабилизатор скорости используется также в двухкаскадных рулевых гидромашинах (струйный гидроусилитель–золотник), разработанных в Государственном ракетном центре. На рис. 3 приведены результаты экспериментальных исследований данного стабилизатора скорости.

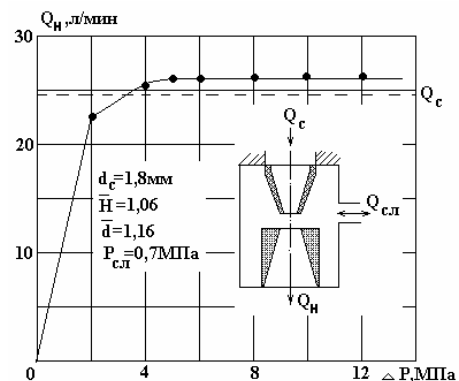


Рис. 3. Экспериментальные исследования струйного стабилизатора скорости

Давление питания составляло 13,4 МПа, конструктивные параметры стабилизатора приведены на рисунке, где d_c – диаметр сопла струйной трубки, $\bar{H} = \frac{H}{d_c}$ – относительное расстояние от струйной трубки до приемной платы, $\bar{d} = \frac{d}{d_c}$ – относительный диаметр сопла приемной платы, $P_{сл}$ – давление в струйной камере. При небольших перепадах давления ΔP расход через приемное сопло Q_n пропорционален перепаду давлений. Невостребованная жидкость уходит в сливную полость. При больших перепадах давления расход через приемное сопло Q_n не зависит от перепада давлений, жидкость дополнительно эжектирует из сливной полости, что приводит к большему расходу через приемной сопло по сравнению с расходом через напорное сопло Q_c .

Некоторые результаты проведенных исследований на базе новой конструкции гидрораспределителя приведены на рис. 4.

Условные обозначения на рисунке: $\bar{Q} = \frac{Q_d}{Q_0}$ – относительный расход, Q_d – расхода через гидродвигатель, Q_0 – расход через струйную трубку; $\bar{P} = \frac{P_d}{P}$ – относительное давление, P_d – давление в гидродвигателе, P – давление питания; A – диаметр выходного сечения коноидального сопла приемной платы (в миллиметрах); B – диаметр входного сечения диффузорного окна; C – ширина плоскопараллельной щели приемной платы. На всем диапазоне исследуемых параметров наблюдается стабилизация скорости гидродвигателя по нагрузке до 70% от максимального значения нагрузки, и относительная независимость характеристик СГРМ от конструктивных параметров гидрораспределителя; максимальный коэффициент полезного действия η_{max}

в этом случае достигает 0,75, коэффициент восстановления расхода K_q (при отсутствии нагрузки) превышает единицу, коэффициент восстановления давления K_p (при отсутствии расхода к потребителю) равен единице. 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, что в гидрораспределителе классической схемы представляет собой основную проблему при проектировании и доводке. Кроме того, увеличился диапазон рабочих давлений однокаскадных СГРМ.

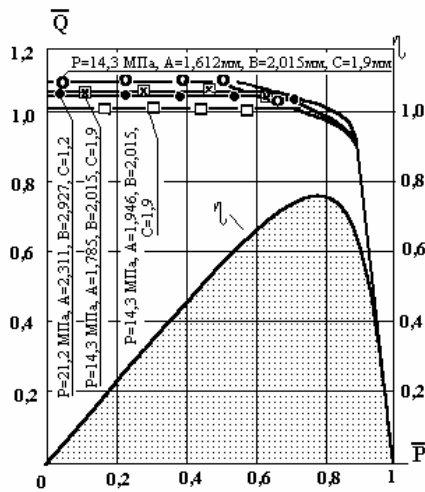


Рис. 4. Результаты экспериментальных исследований СГРМ со струйно-кавитационным регулированием

Изложенное выше позволяет сделать предположение о новом способе регулирования скорости гидропривода, а именно, струйно-кавитационном способе регулирования [7]. Сущность способа заключается в организации локального изменения давления рабочей жидкости вследствие явления кавитации на ответственных участках работы струйного гидрораспределителя.

Сложность разработки теории и методологии проектирования гидропривода со струйно-кавитационным регулированием состоит в том, что практически отсутствуют исследования кавитационных процессов в высокоскоростных затопленных струях, распространяющиеся в камерах ограниченных размеров. В литературе нет однозначной трактовки структуры кавитационных явлений. Основные положения гидродинамической кавитации основаны на эмпирических данных, обобщение которых затруднено значительным влиянием конструктивных размеров исследуемых проточных частей местных сопротивлений на кавитационные процессы.

Поскольку понятие струйно-кавитационного регулирования скорости гидропривода не нашло пока отражения в технической литературе, ниже приводятся некоторые его теоретические основы.

Взяв за основу подход к определению стадий кавитации для некоторых типов местных сопротивлений [1], можно выделить три характерные стадии развития кавитации.

Первая стадия соответствует началу появления отдельных пузырьков в местном сопротивлении. Эта стадия легко замечается визуально на прозрачных моделях, а также акустическими измерениями, при которых наблюдается резкое увеличение уровня звукового давления. Данная стадия имеет место в струйных гидрораспределителях классической схемы.

Вторая стадия может быть охарактеризована изменением гидравлических характеристик потока, например, по началу изменения пропускной способности или коэффициента сопротивления.

Третья стадия кавитации может быть определена по началу прекращения прироста расхода при увеличении перепада давлений или же по прекращению прироста уровня звукового давления.

С этих позиций рассмотрим некоторые экспериментальные данные по струйному гидрораспределителю новой схемы.

На рис. 5 представлены типичные обобщенные зависимости безразмерного расхода через гидрораспределитель от безразмерного перепада давлений.

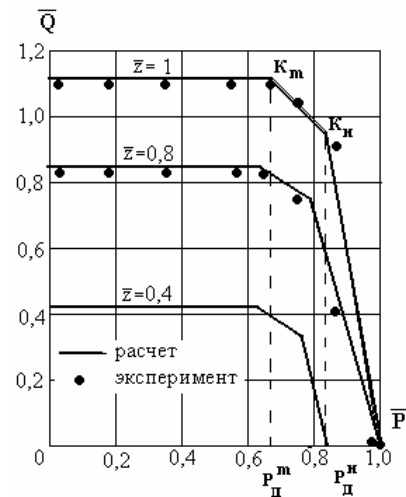


Рис. 5. Обобщенные статические характеристики струйно-кавитационного гидрораспределителя

Начальная стадия развития кавитации определяется по отклонению опытных данных от наклонных прямых линий в области больших противонагрузок, соответствующих квадрату закону движения жидкости. Прекращение прироста расхода на графиках при снижении противодавления соответствует вполне развившейся стадии кавитации. По режимным параметрам, соответствующим указанным критическим условиям кавита-

ционного течения, вычисляются значение коэффициентов кавитации по формулам

$$K_H = \frac{\Delta p_{\text{кав}}^H}{p_X - p_{\text{кав}}} \quad K_m = \frac{\Delta p_{\text{кав}}^m}{p_X - p_{\text{кав}}}, \quad (1)$$

где $p_{\text{кав}}$, p_X , $\Delta p_{\text{кав}}^H$, $\Delta p_{\text{кав}}^m$ — соответственно давление кавитации в жидкости (в первом приближении — давление насыщенных паров жидкости); давление на входе в приемную плату; перепад давлений, при котором начинает развиваться кавитация (вторая стадия); перепад давлений, соответствующий вполне развившейся кавитации (третья стадия). Затруднение вызывает определение перепадов давлений $\Delta p_{\text{кав}}^H$, $\Delta p_{\text{кав}}^m$, зависящих от давления питания и слива, конструктивных параметров гидрораспределителя.

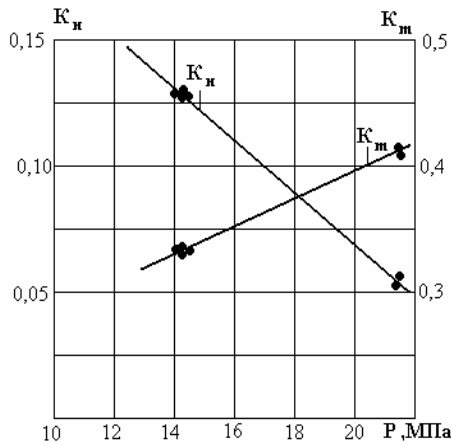


Рис. 6. Зависимость коэффициентов кавитации от давления питания

Для предварительных расчетов значения коэффициентов K_H , K_m на основании опытных данных (см. рис. 6) можно представить линейной зависимостью от давления питания (Па) в виде

$$\begin{aligned} K_H &= 0,27 - 10^{-8}p, \\ K_m &= 0,1125 \cdot 10^{-7}p + 0,1725, \end{aligned} \quad (2)$$

где p — давление питания.

Исследования показали, что в отличие от кавитационных явлений в других регулирующих органах гидроавтоматики, проанализированных в трудах Э. С. Арзуманова [1], зависимость коэффициентов K_H , K_m от линейных размеров струйного элемента не столь существенна.

Безразмерные значения перепадов давления, соответствующих второй и третьей стадиям кавитации, допустимо определить как

$$\bar{p}_D^m = \frac{\Delta p_{\text{кав}}^m}{p - p_{\text{сл}}} = (1 - K_m) \frac{\xi_{Pm}}{p - p_{\text{сл}}} \cdot \frac{2\bar{z}}{1 + \bar{z}^2}; \quad (3)$$

$$\bar{p}_D^H = \frac{\Delta p_{\text{кав}}^H}{p - p_{\text{сл}}} = (1 - K_H) \frac{\xi_{mH}}{p - p_{\text{сл}}} \cdot \frac{2\bar{z}}{1 + \bar{z}^2}, \quad (4)$$

где $p_{\text{сл}}$, \bar{z} — давление слива и относительное смещение струйной трубки соответственно.

При выводе уравнения обобщенной статической характеристики струйного гидрораспределителя новой схемы необходимо учесть следующее. В отличие от схемы распространения затопленной струи жидкости в гидрораспределителе классической схемы, влияние обратных потоков на основную струю жидкости не столь значительно. Наличие промежуточного зазора в приемной плате и кавитационной зоны в диффузорной части приемной плиты приводит к тому, что обратные струи не препятствуют движению основной струи на участке от струйной трубки до входа в приемные сопла. Тогда, в соответствии с [4], безразмерный расход для осесимметричной затопленной струи жидкости на начальном участке с учетом ее эжектирующих свойств выражается зависимостью

$$\bar{Q}_x = \mu_x \cdot \frac{Q_x}{Q_0} = \mu_x (1 + 0,046\bar{x} + 0,004\bar{x}^2). \quad (5)$$

Здесь μ_x — коэффициент расхода, учитывающий влияние коноидальных приемных сопел на процесс расширения питающей струи; \bar{x} — отношение расстояния между струйной трубкой и приемной плитой к радиусу среза струйной трубки; Q_0 — расход жидкости через струйную трубку, Q_x — расход жидкости на входе в окно приемной плиты. Коэффициент расхода μ_x зависит от числа Рейнольдса, конструктивных параметров приемной плиты и находится обычно в пределах $\mu_x = 0,9 \div 0,98$. Уравнение расхода струйного гидрораспределителя запишется в виде

$$\bar{Q}_p = \begin{cases} \bar{z}\bar{Q}_x & \text{при } \bar{p}_D < \bar{p}_D^m; \\ \frac{\bar{z}\bar{Q}_x}{\bar{p}_D^m - \bar{p}_D^H} (0,2\bar{p}_D + 0,8\bar{p}_D^m - \bar{p}_D^H) & \text{при } \bar{p}_D^H; \\ 0,8\bar{z}\bar{Q}_x \frac{2\bar{z}\xi_p^m}{1 + \bar{z}^2} \frac{1 + \bar{z}^2 - \bar{p}_D}{2\bar{z}\xi_p^m - \bar{p}_D^H} & \text{при } \bar{p}_D < \frac{2\bar{z}\xi_p^m}{1 + \bar{z}^2}. \end{cases} \quad (6)$$

Представленная на рис. 5 обобщенная статическая характеристики гидрораспределителя в безразмерном виде, при различных конструктивных параметрах проточной части, по давлению и расходу приближаются к характеристикам идеального четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя. Сравнение предложенной зависимости статической характеристики гидрораспределителя с экспериментальными данными (рис. 7) показывает возможность ее использования в инженерных расчетах.

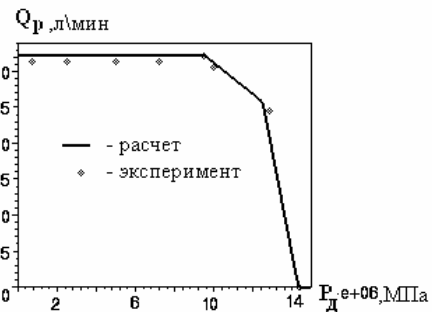


Рис. 7. Сравнение расчетной и экспериментальной статических характеристик

В отличие от уравнения баланса расходов для классической схемы [3] уравнение баланса расходов в гидродвигателе для струйно-кавитационной СГРМ запишется в измененном виде:

$$\left(\frac{W_0 + Ay}{E_{из}} + C_H \right) \frac{dp_D}{dt} + A \frac{dy}{dt} = \begin{cases} \bar{z}\bar{Q}_x & \text{при } \bar{p}_D < \bar{p}_D^m; \\ \frac{\bar{z}\bar{Q}_x}{\bar{p}_D^m - \bar{p}_D^H} (0,2\bar{p}_D + 0,8\bar{p}_D^m - \bar{p}_D^H) & \text{при } \bar{p}_D^H; \\ 0,8\bar{z}\bar{Q}_x \frac{\frac{2\bar{z}\xi_p^m}{1+\bar{z}^2} - \bar{p}_D}{\frac{2\bar{z}\xi_p^m}{1+\bar{z}^2} - \bar{p}_D^H} & \text{при } \bar{p}_D < \frac{2\bar{z}\xi_p^m}{1+\bar{z}^2}, \end{cases} \quad (7)$$

где ξ_p^m — коэффициент восстановления давления, W_0 — объем рабочей полости гидродвигателя, A — эффективная площадь гидродвигателя, C_H — коэффициент нежесткости крепления гидроцилиндра.

Модуль объемной упругости жидкости, входящий в выражение (6), определяется уравнением:

$$E_{из} = E_{ж} \frac{1 + m_w \frac{p_a}{p_D}}{1 + m_w E_{ж} \frac{p_a}{p_D^2}}, \quad (8)$$

где $E_{ж}$ — адиабатический (динамический) модуль объемной упругости жидкости в условиях постоянной энтропии; m_w — относительное объемное содержание кавитационных полостей в жидкости и пузырьков растворенного воздуха; p_a — атмосферное давление.

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

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 y}{dt^2} &= C_C (y - y_H) - b \frac{dy_H}{dt} - R - F_{ТР} - C_{Ш} y_H; \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} &= A p_D - b_{П} \frac{dy_{П}}{dt} - F_{ТРП} - C_C (y - y_H), \end{aligned} \quad (9)$$

где m — приведенная масса подвижных частей гидроцилиндра и жидкости в его полостях; C_C — коэффициент жесткости кинематической связи штока гидроцилиндра с нагрузкой; y_H — перемещение нагрузки; $b_{П}$, b — коэффициенты вязкого трения поршня и нагрузки; $F_{ТРП}$ — сила сухого трения поршня гидродвигателя; $C_{Ш}$ — коэффициент позиционной нагрузки. Первое уравнение выражения (9) определяет движение приведенной к выходному звену гидропривода массы M (уравнение нагрузки), а второе уравнение — движения выходного звена гидропривода. Силы $F_{ТР}$ и $F_{ТРП}$ в выражении (8) определяются по формулам:

$$F_{ТР} = F_{ТР}^0 \operatorname{sign} \frac{dy_H}{dt}; \quad (10)$$

$$F_{ТРП} = F_{ТРП}^0 \operatorname{sign} \frac{dy}{dt}. \quad (11)$$

Здесь $F_{ТР}^0$ и $F_{ТРП}^0$ — соответственно сила срабатывания нагрузки и поршня.

Данная система уравнений решается с использованием специализированных математических пакетов на ЭВМ. Ниже приведены результаты расчета с использованием пакета Maple модели струйной гидравлической рулевой машины. Результаты расчета сравнивались с расчетными характеристиками рулевой машины классической схемы (на рисунках представлено сплошной линией).

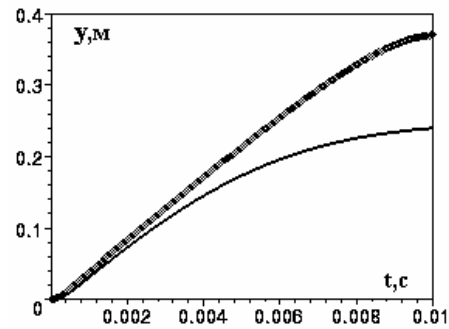


Рис. 8. Перемещение штока гидродвигателя СГРМ

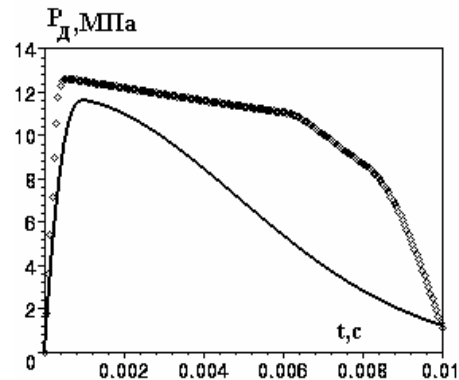


Рис. 9. Изменение перепада давлений в полостях гидродвигателя

На рис. 8, 9 приведены типичные кривые переходных процессов скорости смещения поршня гидродвигателя и изменения перепада давлений в полостях гидродвигателя при малой массе нагрузки, рассчитанные по различным моделям: сплошная линия — нелинейная модель СГРМ классической схемы, символ * — нелинейная модель СГРМ с гидрораспределителем нового типа.

На рис. 10 приведены кривые переходных процессов для рулевых машин, работающих с максимальной статической и динамической нагрузкой. Причем СГРМ нового типа преодолевает в два раза большую статическую нагрузку.

Результаты численных расчетов показывают, что СГРМ с новой конструкцией приемной платы намного эффективнее СГРМ классической схемы. Наличие кавитационных явлений в гидрораспределителе приводит к значительно большим скоростям и ускорениям исполнительного гидродвигателя, независимости перепадов давлений в гидродвигателе от изменяющейся во времени нагрузки.

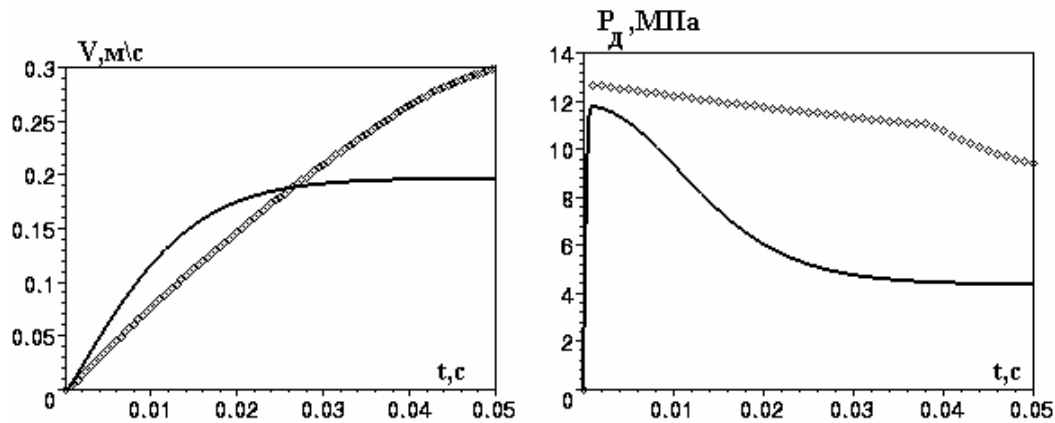


Рис. 10. Характеристики СГРМ при большой статической и инерционной нагрузке

В целом предложенный струйно-кавитационный способ регулирования экспериментально и теоретически показал возможность его эффективного использования в системах исполнительной гидравтоматики двигателей летательных аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арзуманов, Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях / Э. С. Арзуманов. М. : Энергия, 1978. 304 с.
2. Бочаров, В. П. Определение коэффициентов восстановления давления и расхода в струйных электрогидравлических рулевых машинах / В. П. Бочаров, В. Б. Струтинский, В. Н. Бадах, П. П. Таможный // Сб. тр. VII Всерос. НТК. Пермь : Изд. ОКБ «Темп», 1998. С. 57–61.
3. Кириллов, Ю. К. Струйные гидравлические рулевые машины / Ю. К. Кириллов, А. М. Русак, Ю. С. Телицин, В. А. Целищев. Уфа : УГАТУ ; ил. РНТИК «Баштехинформ» АН РБ, 2002. 284 с.
4. Лебедев, И. В. Элементы струйной автоматики / И. В. Лебедев, С. А. Трескунов, В. С. Яковенко. М. : Машиностроение, 1973. 360 с.
5. Патент № 2116524 РФ. Электрогидравлический следящий привод / А. В. Месропян, А. М. Русак, В. И. Феофилактов, В. А. Целищев. Бюл. № 21 от 27. 07. 98.
6. Патент № 2125667 РФ. Электрогидравлический следящий привод / А. В. Месропян, В. А. Целищев. Бюл. № 3 от 27. 01. 99.
7. Целищев В. А. Экспериментальные исследования характеристик высоконапорного струйного гидрораспределителя / В. А. Целищев // Актуальные

проблемы авиадвигателестроения. Уфа : УГАТУ, 1988. С. 245–249.

8. Целищев В. А. Теоретические и экспериментальные исследования рулевых приводов со струйным гидроусилителем / В. А. Целищев // Ракетно-космическая техника. Сер. XIV. Вып. 3 : тр. межотрасл. сем. Уфа : УГАТУ, 1996. С. 82–98.

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).