

УДК 629.062-82

К. А. ШИРОКОВА, В. А. ЦЕЛИЩЕВ, Д. В. ЦЕЛИЩЕВ, Ш. Р. ГАЛЛЯМОВ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОВ В СТРУЙНО-ЗОЛОТНИКОВОМ ГИДРОУСИЛИТЕЛЕ

Рассмотрены вопросы численного моделирования струйно-золотникового гидроусилителя. Представлены принципиальная схема гидропривода со струйно-золотниковым гидроусилителем, результаты расчетов в пакетах вычислительной гидродинамики ANSYS CFX и COSMOSFlowWorks, а также математическая модель гидроусилителя. *Гидроусилитель; математическая модель; численное моделирование; струйный каскад; золотниковый каскад*

Усложнение и расширение функциональных возможностей исполнительных приводов для новых перспективных образцов изделий авиационной и ракетной техники приводит к необходимости поиска и разработки новых схемных и конструктивных решений электрогидроусилителей (ЭГУ), характеристики которых в большей степени определяют характеристики всего гидропривода. Высокие требования к надежности и быстродействию гидропривода, требования к массогабаритным характеристикам, таким образом, полностью переносятся на ЭГУ.

Существует большое количество конструктивных схем гидроусилителей (ГУ) со следующими типами регулируемых дросселей: струйные, «сопло–заслонка» и золотниковые [5]. Поскольку высокую мощность гидроусилителя возможно обеспечить при использовании двух- и более каскадных схем гидроусилителей, то обычно применяют в качестве первого каскада управления – ГУ типа «сопло–заслонка», а в качестве второго каскада управления – золотниковый ГУ.

Нестабильность характеристик и низкий КПД ГУ типа «сопло–заслонка» ограничивают применение таких схем гидроусилителей в ракетной и авиационной технике, поэтому актуальными становятся вопросы, связанные с отработкой новых схемных конструктивных решений со струйной трубкой и золотниковым ГУ во втором каскаде. Внешний вид струйно-золотникового гидроусилителя представлен на рис. 1.

Принципиальная схема гидропривода со струйно-золотниковым гидроусилителем представлена на рис. 2. Электрический сигнал от пульта дистанционного управления, пре-

образованный и усиленный в промежуточных устройствах автоматики, поступает в электро-механический преобразователь (ЭМП). Поляризованное реле ЭМП поворачивает струйную трубку, при этом сопло струйной трубки сообщается с приемными окнами гидрораспределителя. Давление, создаваемое напором жидкости в приемных полостях приемной платы, воздействует на торцы подпружиненного золотника и смещает его. Золотник, являясь вторым каскадом усиления, соединяет полости исполнительного элемента с напорной либо сливной магистралями гидросистемы [2].

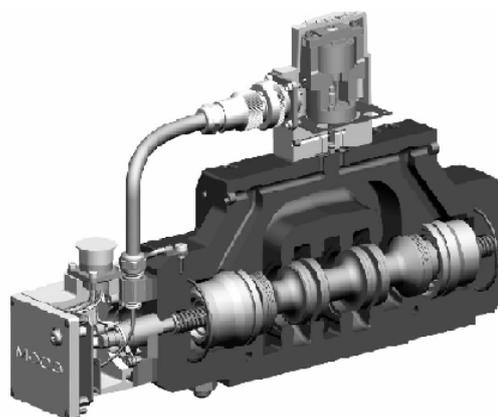


Рис. 1. Внешний вид струйно-золотникового гидроусилителя

Для определения параметров характеристик ЭГУ, характеризующих его работу на переходных режимах, необходимо разработать математическую модель. Численное исследование направлено на оптимизацию процессов проектирования усилителей, что позво-

лит снизить финансовые и временные затраты.

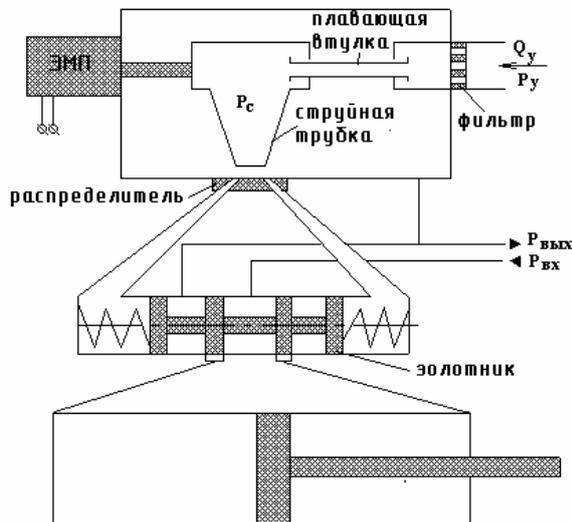


Рис. 2. Принципиальная схема струйно-золотникового гидропривода

Одним из наиболее важных аспектов при проектировании и моделировании гидроусилителей является проблема адекватности математической модели реальному объекту. Подобие процесса, протекающего в модели гидроусилителя, реальному процессу является условием адекватного функционирования модели, и поэтому необходимо исследовать переходные процессы исследуемого объекта и сделать выводы о точности, устойчивости и управляемости всей системы в целом.

Поскольку в процессе численного моделирования необходимо обеспечить адекватность математической модели реальному объекту, линейные модели не рассматриваются, так как они не дают полноценного представления о работе системы при скоростях и усилиях близких к критическим (максимальным). Переход к изучению нелинейных систем сопровождается усложнением математического аппарата, так как анализ и расчет таких систем приходится вести по нелинейным дифференциальным уравнениям, в связи с этим для расчета таких моделей необходимо использование современной вычислительной техники и пакетов прикладных программ для численного моделирования [1].

Математическая модель исследуемого объекта будет выглядеть следующим образом.

Уравнение моментов, действующих на якорь ЭМП, определяется формулой [3]:

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = K_{mi} I - K_{m\alpha} \alpha - b \frac{d\alpha}{dt} - C_n \alpha, \quad (1)$$

где

J – момент инерции якоря ЭМП;

α – угол поворота якоря ЭМП;

K_{mi} – коэффициент, характеризующий моментную характеристику;

$K_{m\alpha}$ – коэффициент, характеризующий жесткость пружины;

b – коэффициент вязкого трения;

C_n – жесткость внешней пружины.

Уравнение электрической цепи ЭМП [3]:

$$\begin{cases} U = RI + L \frac{d\alpha}{dt} + K_{ne} \frac{d\alpha}{dt}; \\ U = K_u (U_e - K_{oc} y(t)), \end{cases} \quad (2)$$

где

U – напряжение на обмотке ЭМП, В;

K_u – коэффициент усиления;

U_e – сигнал рассогласования, В;

K_{oc} – коэффициент обратной связи;

K_{ne} – коэффициент противо-ЭДС;

R – сопротивление обмотки управления,

Ом;

L – индуктивность обмотки управления,

Гн.

При конструировании сложных технических объектов, систем управления летательных аппаратов специального назначения широкое применение получили современные пакеты прикладных программ для расчета гидрогазодинамических потоков. Пакеты прикладных программ COSMOSFlowWorks и ANSYS CFX позволяют моделировать течения жидкости при ламинарных, турбулентных и переходных режимах течения в сложных технических объектах, таких как струйно-золотниковый гидроусилитель (СЗГУ) рулевой машины летательного аппарата специального назначения.

Построенные 3-D модели СЗГУ позволяют подобрать оптимальные геометрические параметры проточной части гидроусилителя и, в конечном счете, получить характеристики усилителя, отвечающие требованиям по точности, управляемости и устойчивости. Трехмерная модель гидроусилителя, созданная в пакете SolidWorks, представлена на рис. 3, 4.

Для анализа струйного каскада СЗГУ модель рассчитывается в пакете CosmosFlowWorks. Результаты расчета представлены на рис. 5, 6, 7, 8. Кинетическая энергия струи

из струйной трубки преобразуется в потенциальную энергию давления жидкости в приемных каналах приемной платы.

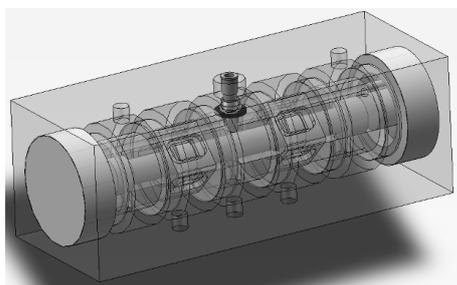


Рис. 3. 3-D модель струйного гидроусилителя

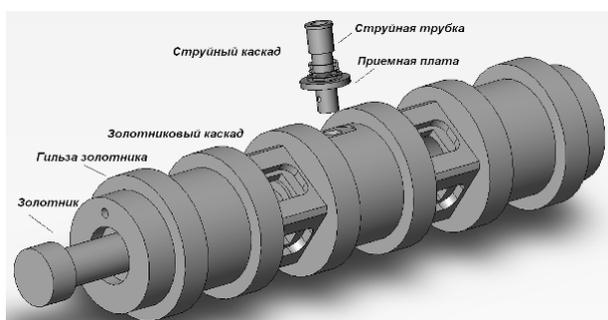


Рис. 4. Основные части струйно-золотникового гидроусилителя

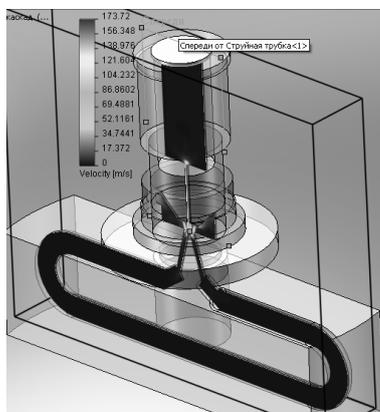


Рис. 5. Течение жидкости в струйном каскаде

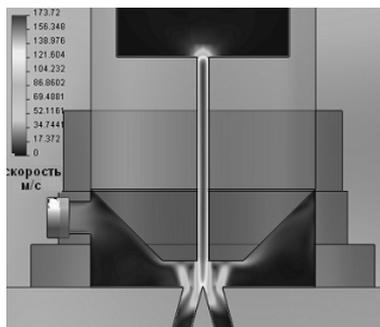


Рис. 6. Распределение скоростей движения жидкости в проточной части струйного гидрораспределителя при нейтральном положении струйной трубки

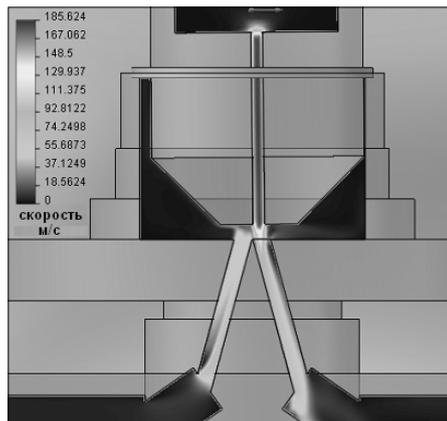


Рис. 7. Распределение скоростей движения жидкости в проточной части струйного гидрораспределителя при отклонении струйной трубки на максимальный угол

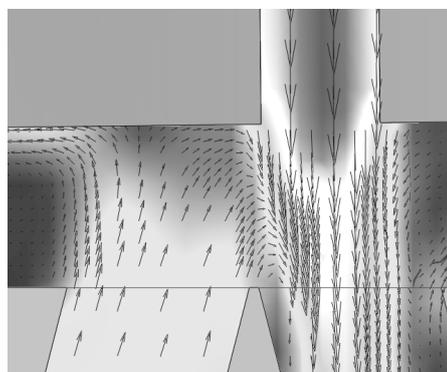


Рис. 8. Векторы скоростей движения жидкости в проточной части СЗГУ

Анализ картины течения жидкости в струйном гидрораспределителе позволяет наглядно увидеть процессы и явления, протекающие в проточной части струйного каскада СЗГРМ [5]. Объем полости струйной камеры между срезами питающего сопла и приемного канала намного меньше суммарного объема жидкости в полостях гидропривода. Влияние локальных изменений скорости на участке между срезами сопла и канала также незначительно. В связи с этим при анализе динамических свойств струйно-золотникового гидроусилителя можно пренебречь сжатием и инерционностью жидкости на участке между срезами питающего сопла и приемного канала.

Процесс истечения жидкости под действием давления в золотниковом гидрораспределителе (ЗГР) имеет специфические особенности (рис. 9) [4]. В первой фазе течения жидкости под действием перепада давлений происходит стеснение потока жидкости и преобразование его потенциальной энергии в кинетическую.

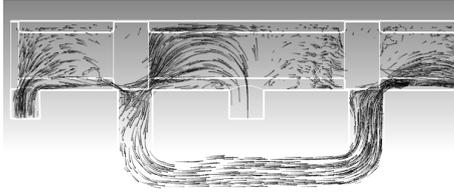


Рис. 9. Картина течения жидкости в золотниковом каскаде

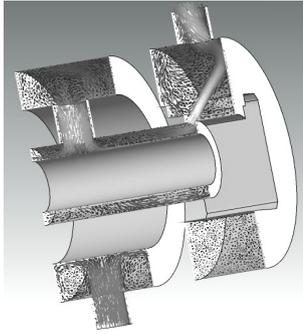


Рис. 10. Течение жидкости в окне золотниковой гильзы

Во второй фазе, после срыва потока с острых кромок рабочего окна, течение жидкости сопровождается эффектом сжатия струи. Скорость потока и его кинетическая энергия достигают своих максимальных значений. После этого происходит внезапное и свободное расширение потока в затопленной среде, которое сопровождается интенсивным вихреобразованием в зоне отрывного течения.

Золотники направляющих и регулирующих аппаратов имеют на своих буртах одну, две или четыре кромки, в окрестностях которых происходит течение рабочей среды, поступающей из одного канала в другой. При движении жидкости на золотники действуют также гидродинамические силы.

Для расчета гидродинамических сил $C_{гд}$, действующих на золотник, используется пакет вычислительной гидродинамики ANSYS CFX.

Рассмотрим течение среды при соединении двух каналов посредством окна, открываемого одной кромкой золотника (рис. 10) [4]. Вследствие повышенной скорости течения вблизи окна давление в этом месте, согласно уравнению Бернулли, снижается. По мере удаления от окна скорость течения среды уменьшается, а давление соответственно возрастает. В результате распределение давления по поверхности правого бурта будет неравномерным. Около левого бурта в среде образуется застойная область, в которой давление на поверхности бурта золотника распределено практически равномерно (рис. 11).

Из-за различного распределения давлений по поверхностям буртов к золотнику будет приложена гидродинамическая сила, направленная противоположно направлению течения среды. Когда кромка золотника полностью закрывает окно, движение среды между буртами отсутствует и действующие на бурты гидростатические силы взаимно уравниваются.

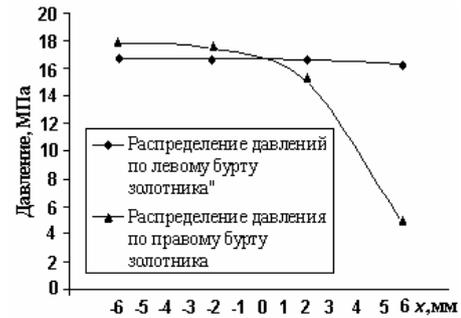


Рис. 11. Распределение давлений по буртам золотника относительно оси золотника

Условие баланса расходов в струйно-золотниковом гидрораспределителе — это равенство расходов на выходе из струйного гидрораспределителя и расхода в золотниковом гидрораспределителе, оно запишется в виде [3]:

$$A_{\text{зол}} \frac{dx_{\text{зол}}}{dt} + \left(\frac{W_0 + A_y}{E} \right) \frac{dP_d}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{2} \mu_Q^m \left[(1 + \bar{z}) \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_d}{\xi_p^m}} - (1 - \bar{z}) \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_d}{\xi_p^m}} \right], & \bar{z} \leq \bar{z}_n; \\ \mu_Q^m \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_d}{\xi_p^m}}, & z_{\text{max}} > \bar{z} > \bar{z}_n; \end{cases} \quad (3)$$

где E — модуль упругости жидкости определяется формулой:

$$E = \frac{1 + \frac{V_v p_0}{P_d}}{\frac{1}{E_0} + \frac{V_v p_0}{P_d^2}}, \quad (4)$$

где E_0 — модуль объемной упругости при атмосферном давлении;

p_0 — величина атмосферного давления.

Тогда для ЗГР уравнение сил и баланса расходов будет выглядеть следующим образом [3]:

$$M_x \left(\frac{d^2}{dt^2} x_{\text{зол}}(t) \right) = A_{\text{зол}} P d x_{\text{зол}}(t) - F_{\text{трх}} - b_e \left(\frac{d}{dt} x_{\text{зол}}(t) \right) - C_x x_{\text{зол}}(t) - C_{\text{гд}} x_{\text{зол}}(t), \quad (5)$$

$$A_y \frac{dy}{dt} + \left(\frac{W_0 + A_y}{E} \right) \frac{dP_d}{dt} = \mu_x x_{\text{зол}}(t) b_{ok} \sqrt{\frac{2(P_p - P_c)}{\rho}}, \quad (6)$$

где M_x — приведенные к оси штока массы нагрузки, жидкости и др.; $A_{\text{зол}}$ — эффективная площадь гидродвигателя; b_e — сила вязкого трения; b_{ok} — ширина окна золотника; C_x , $C_{\text{гд}}$ — величина жесткости пружины золотника и гидродинамическая сила; $F_{\text{трх}}$ — сила сухого трения.

Уравнение движения нагрузки [3]:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = A P_d - R - C_n y - b \frac{dy}{dt} - F_{tr}, \quad (7)$$

где M — приведенные к оси штока массы нагрузки, жидкости и др.;

A — эффективная площадь гидродвигателя;

R — усилие на штоке гидроцилиндра;

b — сила вязкого трения;

C_n — величина позиционной нагрузки;

F_{tr} — сила сухого трения.

Таким образом, результаты расчетов течения жидкости в проточной части струйно-золотникового гидроусилителя позволяют оценить характер гидродинамических процессов, протекающих в проточной части гидроусилителя, а также выбрать оптимальные геометрические параметры приемной платы струйного каскада и золотникового каскада СЗГУ. Полученные результаты могут быть использованы при разработке математических моделей струйных гидравлических рулевых машин адекватных реальному объекту.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гамынин, Н. С.** Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов [и др.]. М. : Машиностроение, 1979. 80 с.
2. **Широкова, К. А.** Методика идентификации струйно-золотниковой гидравлической рулевой машины / А. В. Месропян, К. А. Широкова, В. А. Целищев // Вестник УГАТУ. 2007. Т. 9, № 6(24). С. 44–55.
3. **Месропян, А. В.** Численное моделирование характеристик струйно-золотниковых гидроусилителей / А. В. Месропян, К. А. Широкова // Гидропневмоавтоматика и гидропривод: сб. науч. тр. Т1. Ковров : КГТА, 2006. 326 с.
4. **Попов, Д. Н.** Механика гидро- и пневмоприводов / Д. Н. Попов. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 320 с.
5. **Целищев, В. А.** Струйные гидравлические рулевые машины (теоретические основы рабочих процессов) / Ю. К. Кириллов, А. М. Русак, Ю. Н. Скорынин [и др.]. Уфа : УГАТУ, 2002. 284с.

ОБ АВТОРАХ



Широкова Ксения Александровна, асп. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. бакалавр (УГАТУ, 2004) и магистр (там же, 2006) по энергомашиностроению. Готовит дис. в обл. систем автоматизации двиг. установок.



Целищев Владимир Александрович, проф. той же каф. Дипл. инж.-мех. по гидравл. машинам (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматизации ЛА и двигательных установок.



Целищев Дмитрий Владимирович, асп. каф. авиац. тепло-техники и теплоэнергетики. Дипл. бакалавр по энергомашиностроению (УГАТУ, 2004), магистр по энергомашиностроению (УГАТУ, 2006). Иссл. в обл. систем управления летательн. аппаратами, моделирования струйн. электрогидравлич. рулевых приводов систем управления летательн. аппаратами спец. назначения.



Галлямов Шамиль Рашитович, асп. той же каф. Дипл. магистр по энергомашиностроению (УГАТУ, 2006). Готовит дис. в обл. систем автоматизации двигательных установок.

УДК 629.73-82

А. В. МЕСРОПЯН

ОСОБЕННОСТИ ПРОТЕКАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТРУЙНЫХ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯХ

Рассматриваются особенности протекания гидродинамических процессов в проточной части струйных гидроусилителей, входящих в состав исполнительных механизмов органов управления летательных аппаратов. Показано влияние на изменение площадей нагнетания и слива в струйной камере гидроусилителя геометрических параметров гидрораспределителя «струйная трубка–приемная плата» и наличия взаимодействующих прямых и обратных потоков. *Гидроусилитель; гидродинамические процессы; струйная камера; струйная трубка*

Создание высокоточных систем управления летательными аппаратами сопровождается широким применением в их составе исполнительных гидроприводов с высоконапорными струйными гидроусилителями.

Точность прогнозирования и расчета параметров и характеристик исполнительных гидроприводов в настоящее время определяется, главным образом, обоснованностью конструкторских решений и методами расчета. Это обуславливает необходимость дальнейшего развития и проработки различных аспектов проблем проектирования и доводки быстродействующих гидроприводов.

Накопленный опыт проектирования быстродействующих гидроприводов со струйными гидроусилителями (СГУ) показывает [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], что распространение высоконапорной компактной струи в СГУ сопровождается одновременным протеканием сложных и неоднозначных физических и гидродинамических процессов и явлений в струйной камере гидрораспределителя, что, в совокупности с миниатюрными размерами проточной части гидрораспределителя и сложностью микрорегулировки струйной трубки относительно нейтрального положения, определяет актуальность проработки вопросов расчета геометрических параметров СГУ. На рис. 1 показана проточная часть серийно выпускаемого гидроусилителя, применяемого в системах управления летательных аппаратов.

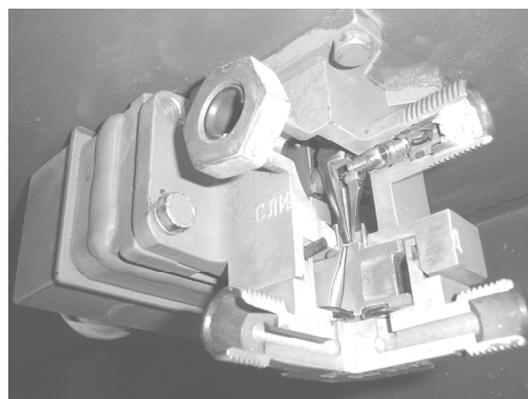


Рис. 1. Проточная часть струйного гидроусилителя

На рис. 2 представлена расчетная схема струйного гидроусилителя.

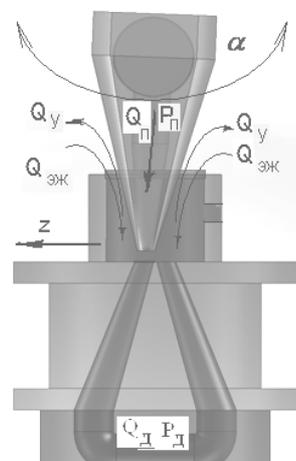


Рис. 2. Расчетная схема СГУ