УДК 629.784:621.64:532.542

**С. И. ДОЛГОПОЛОВ, А. Н. ЗАВОЛОКА, А. Д. НИКОЛАЕВ,
Н. Ф. СВИРИДЕНКО, Д. Э. СМОЛЕНСКИЙ**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ КОСМИЧЕСКОЙ СТУПЕНИ ПРИ ОСТАНОВАХ И ЗАПУСКАХ МАРШЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Разработан методический подход к определению параметров гидродинамических процессов, протекающих в системе питания космической ступени ракеты-носителя при остановах и запусках ее маршевого двигателя в процессе выполнения сложной программы полета. Подход учитывает специфику функционирования системы питания ступени и особенности ее конструктивного исполнения, в том числе: рассеяние энергии в жидкости; акустические явления в магистралях, податливость стенок магистралей и наличие свободных газовых включений в жидкости; конфигурацию питающей магистрали; зависимости от времени площади перекрытия клапана при останове двигателя и изменения давления и расхода жидкости на входе в маршевый двигатель при его запуске.

Подход основывается на математическом моделировании питающих магистралей как систем с распределенными параметрами, аппроксимации их частотных характеристик конечными гидродинамическими элементами и построении математической модели нелинейной динамики системы питания двигателя. Результаты численного моделирования гидроудара в стендовой системе питания, конструктивно близкой к штатной, показали удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных параметров гидродинамических процессов.

Предложенный методический подход позволяет определять параметры гидроудара и инициируемых им эффектов в различных элементах системы питания космической ступени при остановах и запусках ее маршевого двигателя в условиях полета, сократить объем и стоимость экспериментальной отработки, в частности при внесении изменений в конструкцию системы питания на этапах проектирования ступени.

Розроблено методичний підхід до визначення параметрів гідродинамічних процесів, що протікають у системі живлення космічного ступеня ракети-носія при зупинках і запусках її маршового двигуна в процесі виконання складної програми польоту. Підхід ураховує специфіку функціонування системи живлення ступені й особливості її конструктивного виконання, у тому числі: розсіювання енергії в рідині; акустичні явища в магістралях, піддатливість стінок магістралей і наявність вільних газових включень у рідині; конфігурацію живильної магістралі; залежності від часу площі перекриття клапана при зупинці двигуна й зміни тиску й витрати рідини на вході в маршовий двигун при його запуску.

Підхід ґрунтується на математичному моделюванні живильних магістралей як систем з розподіленими параметрами, апроксимації їх частотних характеристик кінцевими гідродинамічними елементами й побудові математичної моделі нелінійної динаміки системи живлення двигуна. Результати числового моделювання гідроудару в стендовій системі живлення, конструктивно близької до штатної, показали задовільне узгодження розрахункових і експериментальних параметрів гідродинамічних процесів.

Запропонований методичний підхід дозволяє визначати параметри гідроудару й ініційованих їм ефектів у різних елементах системи живлення космічного ступеня при зупинках і запусках її маршового двигуна в умовах польоту, скоротити обсяг і вартість експериментального відпрацьовування, зокрема при внесенні змін у конструкцію системи живлення на етапах проектування ступені.

A methodic approach to a parametric determination of hydrodynamic processes in the feed system of the launch vehicle space stage in starting and stopping the cruise engine for a complex mission is developed.

The approach takes into account special features of the stage feed system operation and its design, including the power dissipation in a liquid, acoustic phenomena in manifolds, wall compliance of manifolds and gas inclusions in a liquid, the configuration of the supply line, time dependencies of the valve overlapping area in engine stopping and the time changes in the cruise inlet pressure and flow rate in starting.

The approach is based on mathematical modeling of supply lines as distributed parameter systems, approximation of their frequency characteristics by hydrodynamic finite elements and building a mathematical model of a nonlinear dynamics of the engine feed system. The results of a numerical simulation of hydraulic shock in the bench feed system, which is structurally close to the standard feed system, demonstrated a satisfactory agreement between the calculated and experimental parameters of hydrodynamic processes.

The methodic approach proposed allows the determination of the hydraulic shock parameters and the resulting effects in different members of the space stage feed system during in starting and stopping its cruise engine in the flight, the reduction of the scope and costs of the experimental development work, in particular, when changes in the feed system are applied in the stage design.

Ключевые слова: *жидкостная ракета-носитель, космическая ступень, запуск и останов маршевого двигателя, параметры гидроудара в системе питания, математическое моделирование, тестирование модели.*

Введение. Развитие рынка пусковых услуг как составной части мирового космического рынка определяется ростом потребления информационной продукции космической отрасли, поставляемой функционирующими в околоземном пространстве космическими аппаратами (КА). Указанное обстоятельство обусловливает, наряду с расширением номенклатуры разрабатываемых космических аппаратов, необходимость совершенствования средств их выведения и формирования на рабочих орбитах группировок КА, объединенных решением общей целевой задачи – дистанционного зондирования Земли, предоставления навигационных услуг, обеспечения связи и т. п. [1].

Учитывая негативные экологические последствия запусков ракет-носителей и сложившуюся тенденцию к специализации и миниатюризации КА, перспективным направлением совершенствования средств предоставления пусковых услуг является разработка многоцелевых космических ступеней, способных обеспечивать возможность выведения нескольких КА на различные орбиты пуском одной ракеты-носителя. Это предопределяет необходимость реализации сложной программы полета космической ступени, включающей чередование кратковременных участков ее движения с работающим маршевым двигателем (МД) и более продолжительных участков пассивного полета, на которых работают только двигатели малой тяги (ДМТ) системы ориентации и стабилизации ступени. Выполнение такой программы обусловливает необходимость осуществления неоднократных запусков МД в условиях пассивного полета, т. е. в условиях микрогравитации, и последующих его остановов, оказывающих существенное влияние на гидродинамические процессы в системе питания ступени [1, 2].

Система питания (СП), предназначенная для заправки в топливные баки ступени бортовых запасов компонентов топлива, их подачи в питающие магистрали двигательной установки с параметрами, обеспечивающими ее надежный запуск и работу в условиях полета, является одной из основных конструктивных и функциональных систем космической ступени. Входящие в ее состав топливные баки представляют собой тонкостенные емкости, внутри которых установлены конструктивно сложные внутрибаковые устройства обеспечения сплошности жидких компонентов топлива, состоящие из фазоразделителя и накопителя и предназначенные для поддержания требуемых для обеспечения устойчивого запуска и работы МД параметров компонентов топлива по содержанию в них свободных газовых включений [3] в течение времени осаждения жидкости к заборному устройству топливного бака и ее очистки от свободных газовых включений под действием предпусковой перегрузки [4].

В качестве устройств обеспечения сплошности в СП современных космических ступеней используются, как правило, сеточные фазоразделители и капиллярные накопители, характеризующиеся адаптируемостью к бакам различных конструктивных форм и возможностью обеспечения высокой полноты выработки компонентов топлива в широком диапазоне изменения действующих на ступень перегрузок. Проблемы, связанные с обеспечением работоспособности этих устройств в полете космической ступени, обусловлены динамическими процессами, возникающими в питающих магистралях СП при остановах и запусках МД, которые могут инициировать избыточное нагружение конструктивных элементов устройств обеспечения сплошности, выбросы компонентов топлива из их подсеточного пространства, откольное разрушение свободной поверхности компонентов топлива в баках с образованием газожидкостного купола и султана, разрывы сплошности в питающих магистралях, провалы уровней поверхности компонентов топлива [4 – 6], что может привести к прониканию газа наддува в питающие магистрали, к нарушению режима функционирования СП, вплоть до срыва устойчивой работы МД в период повторных пусков и остановов, и, как следствие, к невыполнению космической ступенью полетной задачи.

Адекватная оценка возможности возникновения указанных эффектов в СП в процессе полета космической ступени и степени их влияния на устойчивость работы двигательной установки ступени предполагает необходимость определения параметров гидродинамических процессов, инициирующих эти эффекты.

Задача расчетного определения параметров неустановившихся режимов работы систем питания двигательной установки в настоящее время считается решенной в достаточно полной степени [7 – 10]. Однако наличие указанных выше специфических конструктивных особенностей СП космических ступеней, условий и режимов их эксплуатации предопределяет необходимость решения ряда новых задач при определении параметров этих гидродинамических процессов с целью учета указанных особенностей и оценки допустимых (с точки зрения сохранения работоспособности) изменений как в конструкции системы питания, так и в режимах и условиях ее работы.

1. Методический подход к расчетному определению параметров гидродинамических процессов в системе питания космической ступени при остановах и запусках ее маршевого двигателя. В процессе заполнения питающих магистралей при запуске МД и подхода фронта движущейся жидкости к насосам и местным сопротивлениям и при закрытии топливных клапанов в процессе останова в СП космической ступени возникают гидроудары, которые, как отмечалось выше, могут вызвать ряд негативных гидродинамических эффектов в системе питания космической ступени. Определение параметров гидроудара в питающих магистралях СП космической ступени при остановах и запусках МД необходимо осуществлять с учетом влияния следующих явлений и факторов, не нашедших отражения при математическом моделировании типовых задач гидроудара [7 – 10]:

– рассеяния энергии в жидкости;

– акустических явлений в магистралях, рассматриваемых как системы с распределенными параметрами;

– влияния податливости стенок магистрали и наличия свободных газовых включений на скорость звука в жидкости;

– конкретной конфигурации питающей магистрали (разветвленности, наличия сосредоточенных элементов, специфических граничных условий на концах и т. п.);

– закона закрытия клапана при останове двигателя либо законов изменения давления и расхода жидкости на входе в МД при его запуске.

Такой методический подход предполагает необходимость проведения численного математического моделирования гидроудара в питающих магистралях при остановах и запусках МД и для рассматриваемой постановки задачи включает:

– математическое моделирование питающих магистралей как систем с распределенными параметрами;

– аппроксимацию частотных характеристик протяженных питающих магистралей конечными гидродинамическими элементами;

– численное математическое моделирование гидроудара в питающих магистралях при остановах и запусках двигателя.

1.1. Математическое моделирование питающих магистралей как систем с распределенными параметрами. Питающие магистрали двигателя целесообразно рассматривать как системы с распределенными параметрами. Это позволяет с достаточной полнотой и требуемой для инженерных расчетов точностью учесть их протяженность и разветвленность, особенности отдельных элементов и граничных условий. Математическое описание динамики жидкости на участках питающей магистрали основывается на уравнении одномерного изотермического неустановившегося движения жидкости и уравнении неразрывности [11]

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p}{\partial z} + \dfrac{1}{g \cdot F} \cdot \dfrac{\partial G}{\partial t} + \dfrac{k}{g \cdot F} \cdot G = 0, \\ \dfrac{\partial G}{\partial z} + \dfrac{g \cdot F}{c^2} \cdot \dfrac{\partial p}{\partial t} = 0, \end{cases} \qquad (1)$$

где p, G – давление и весовой расход жидкости; t – время; z – координата оси трубопровода; F – площадь проходного сечения трубопровода; k – приведенный коэффициент линейного трения на единицу длины трубопровода

$$k = \frac{2 \cdot \Delta\bar{p} \cdot g \cdot F}{l \cdot \bar{G}},$$

где $\Delta\bar{p}$ – гидравлические потери давления; l – длина участка трубопровода; $\bar{G}$ – расход жидкости на установившемся режиме; c – скорость звука в жидкости в трубопроводе с упругими стенками.

Если в жидкости содержатся свободные газовые включения, то скорость звука в ней определяется формулой [7, 12]

$$c = \frac{c_\infty}{\sqrt{1 + \dfrac{d\,E_Ж}{\delta\,E_М} + \dfrac{\varepsilon E_Ж}{p}}},$$

где c_∞ – скорость жидкости в неограниченном объеме; d и δ – диаметр и толщина стенки магистрали; $E_Ж$ – модуль упругости жидкости

$$E_Ж = \frac{\gamma}{g} c_\infty^2;$$

$E_М$ – модуль упругости материала стенки магистрали; ε – объемная доля свободных газовых включений.

Решение системы уравнений (1), описывающих динамику длинных питающих магистралей, может быть проведено импедансным методом [13]. При этом математическое описание участков магистрали представлено в виде системы уравнений пассивного четырехполюсника:

$$\begin{cases} \delta\overline{p}_2 = b_{11}\cdot\delta\overline{p}_1 + b_{12}\cdot\delta\overline{G}_1, \\ \delta\overline{G}_2 = b_{21}\cdot\delta\overline{p}_1 + b_{22}\cdot\delta\overline{G}_1, \end{cases} \tag{2}$$

где $\delta\overline{p}_1$, $\delta\overline{G}_1$, $\delta\overline{p}_2$, $\delta\overline{G}_2$ – отклонения давления и весового расхода жидкости на входе и выходе из четырехполюсника от их значений на установившемся режиме; b_{11}, b_{12}, b_{21} и b_{22} – элементы передаточной матрицы магистрали с распределенными параметрами [13].

Если задано граничное условие на выходе из участка магистрали в виде импеданса $Z_2(j\omega) = \dfrac{\delta\overline{p}_2(j\omega)}{\delta\overline{G}_2(j\omega)}$, то из четырехполюсника (2) может быть определен импеданс на входе в участок магистрали $Z_1(j\omega)$ и коэффициент усиления рассматриваемого участка магистрали $W_1(j\omega)$

$$Z_1(j\omega) = \frac{\delta\overline{p}_1(j\omega)}{\delta\overline{G}_1(j\omega)} = \frac{b_{12} - b_{22}\cdot Z_2(j\omega)}{b_{21}\cdot Z_2(j\omega) - b_{11}},$$

$$W_1(j\omega) = \frac{\delta\overline{p}_2(j\omega)}{\delta\overline{p}_1(j\omega)} = b_{11} + b_{12}\frac{1}{Z_1(j\omega)}.$$

Импеданс на входе в каждый следующий участок магистрали $Z_i(j\omega)$ и коэффициент усиления каждого следующего участка магистрали $W_i(j\omega)$ определяются аналогично. На стыке трех и более участков магистрали частотные характеристики $Z_i(j\omega)$ и $W_i(j\omega)$ определяются из балансов втекающих и вытекающих расходов и равенства давлений во всех стыкуемых ответвлениях магистрали.

Последовательным переносом граничных условий в виде импедансов через всю питающую магистраль определяют ее искомые частотные характеристики: импеданс $Z\ (j\omega)$ и коэффициент усиления $W\ (j\omega)$.

1.2. Аппроксимация частотных характеристик протяженных магистралей конечными гидродинамическими элементами. Результаты решения системы уравнений с распределенными параметрами (1) при математическом моделировании динамических процессов в магистралях при остановах и запусках двигателя используются для построения эквивалентной математической модели с сосредоточенными параметрами (т. е. конечными элементами) [8, 14].

При моделировании нестационарных гидродинамических процессов в питающих магистралях двигателя методом конечных элементов используются простейшие гидродинамические элементы (активное сопротивление, масса и емкость), являющиеся первичными ячейками конечных элементов. Каждый из этих простейших элементов отражает одно определенное свойство моделируемой сплошной среды (вязкость, инерционность, сжимаемость) и описывается уравнением соответствующего фундаментального физического закона.

Элемент гидравлического сопротивления a_i характеризует диссипативные потери энергии и в простейшем случае описывается уравнением

$$\Delta p_i = a_i\, G_i^2\,, \qquad (3)$$

где Δp_i, G_i – перепад давлений на *i*-ом сопротивлении и расход жидкости через него.

Элемент гидравлической (акустической) массы характеризует свойство инерционности жидкости. Его уравнение отражает закон сохранения количества движения

$$\frac{dG_i}{dt} = \Delta p_i \,/\, J_i \;,$$

где J_i – коэффициент инерционного сопротивления жидкости; для цилиндрической магистрали он определяется по формуле

$$J_i = \frac{l_i}{g\,F_i}\,, \qquad (4)$$

где F_i – площадь поперечного сечения магистрали.

Элемент емкости характеризует свойство сжимаемости среды и в соответствии с условиями неразрывности течения описывается уравнением

$$\frac{dp_i}{dt} = \Delta G_i \,/\, C_i \;,$$

где ΔG_i – разность втекающих и вытекающих из *i*-го элемента расходов жидкости; C_i – коэффициент податливости участка магистрали, который в первом приближении определяется формулой

$$C_i = \frac{g\,V_i}{c_i^2}\,, \qquad (5)$$

где V_i – объем участка магистрали; c_i – скорость звука в жидкости на участке магистрали.

При моделировании протяженных магистралей они разбиваются на участки, представляющие собой комбинации простейших элементов a_i, J_i и C_i. При этом уравнения движения и неразрывности представляются в виде

$$\begin{cases} \dfrac{dG_i}{dt} = \left(\Delta p_i + a_i G_i^2\right) / \, J_i\,, \\ \dfrac{dp_i}{dt} = \Delta G_i \,/\, C_i\,. \end{cases} \qquad (6)$$

В этом случае математическая модель магистрали, составленная из конечных элементов типа (6), будет эквивалентна модели с распределенными параметрами (1), если их амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики в частотном диапазоне от нуля до максимальной частоты колебаний исследуемых процессов $\omega_{\max}$ совпадают (с заданной точностью).

При моделировании протяженных гидравлических линий их набирают из конечных элементов вида (6). При этом a_i, J_i и C_i каждого *i*-го гидродинамического элемента определяются по формулам (3) – (5). Стыковка отдельных конечных элементов обеспечивается записью уравнения неразрывности с учетом дифференциальной связи притекающих и вытекающих расходов

$$\frac{d\,p_i}{d\,t} = \left(G_i - G_{i+1}\right)\frac{1}{C_i} + r_i\left(\frac{d\,G_i}{d\,t} - \frac{d\,G_{i+1}}{d\,t}\right),$$

где r_i – коэффициент связи расходов, принимаемый обычно как некоторая часть (0,1÷0,5) от величины волнового сопротивления $\frac{c_i}{F_i}$.

Для обеспечения требуемой точности математического описания нестационарных гидродинамических процессов, прежде всего волновых, в протяженных магистралях рекомендуется максимальную длину участка, представляемого конечным элементом, выбирать из условия [8]

$$l_{\max} \le \frac{2\,\pi \cdot c_i}{\omega_{\max} \cdot n_z},$$

где n_z =6 –12 – коэффициент запаса.

1.3. Численное математическое моделирование гидроудара в питающих магистралях при остановах и запусках маршевого двигателя. В предыдущем подразделе представлен подход к построению линейной математической модели магистралей, составленных из конечных гидродинамических элементов. Для математического моделирования гидроудара необходим переход к нелинейной математической модели магистралей, обычно включающей уравнения движения и неразрывности жидкости на участках магистрали.

На параметры гидравлического удара сильное влияние оказывает зависимость от времени закрытия отсечного клапана при останове МД и зависимости изменения давления и расхода жидкости на входе в МД при его запуске. Для реализации этих зависимостей при решении системы обыкновенных дифференциальных уравнений движения и неразрывности жидкости используются методы численного интегрирования. Устойчивость решения при любом (реальном) законе закрытия отсечного клапана и законах изменения давления и расхода жидкости на входе в двигатель при запуске двигателя обеспечивается за счет выбора рационального метода и шага интегрирования [8].

2. Тестирование методического подхода расчетного определения параметров гидродинамических процессов в системе питания космической ступени при остановах и запусках ее маршевого двигателя было проведено с использованием результатов экспериментальных исследований на модельной жидкости (воде) стендового варианта СП космической ступени, имитирующих останов ее маршевого двигателя.

На рисунке 1 представлена конструктивная схема стендовой магистрали, имитирующая штатную питающую магистраль с указанием мест установки 16 динамических датчиков давления ДД1–ДД16. Стендовая магистраль состоит из магистрали подачи жидкости на маршевый двигатель 1, заправочной магистрали 2 и магистрали подачи на ДМТ 3. В момент закрытия отсечного клапана (клапана входа в МД 4) заправочная магистраль и магистраль подачи на ДМТ были заглушены. При этом свободные газовые скопления в местах заглушки этих магистралей отсутствовали. Однако определенный объем газа мог скапливаться в сильфоне 5, установленном на горизонтальном участке магистрали подачи на маршевый двигатель 1.

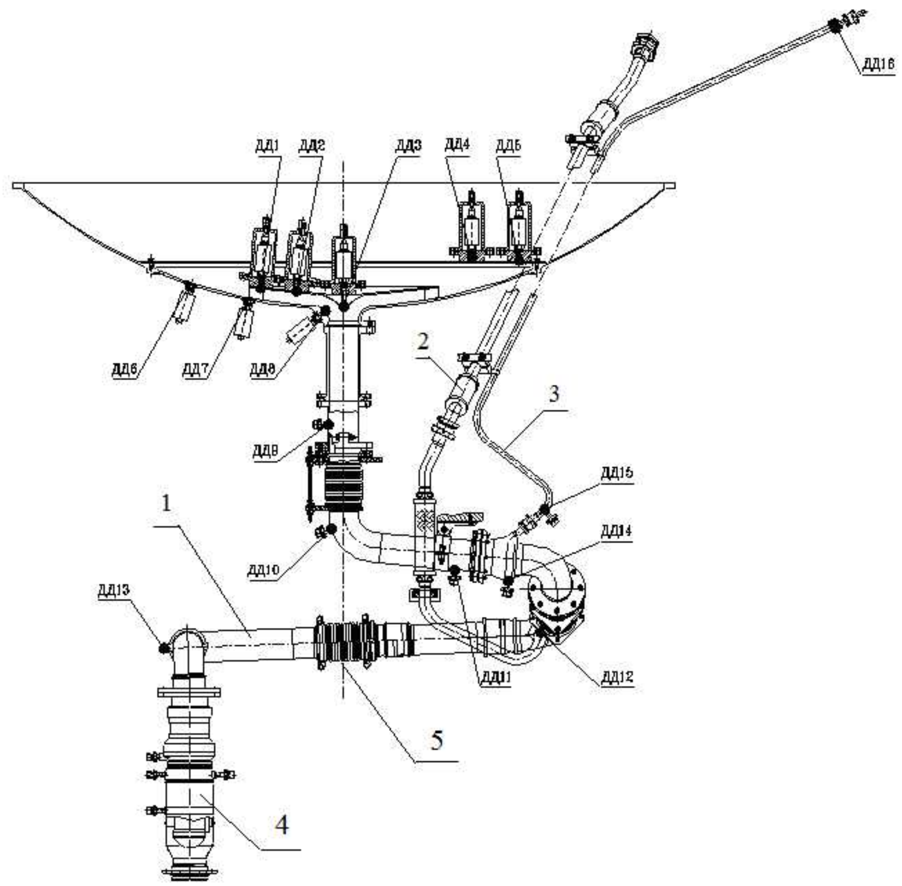

Рис. 1

На рисунках 2 а–г представлены (кривые 1) показания датчиков давления ДД11, ДД12, ДД13 и ДД16 от времени при закрытии отсечного клапана 4 (за начало времени отсчета принято начало закрытия отсечного клапана). Анализ этих результатов показал следующее.

При закрытии отсечного клапана в стендовой магистрали реализуется гидроудар большой интенсивности. В питающей магистрали на МД давление вблизи отсечного клапана возрастает до 19,8 кгс/см^2 (ДД13), в магистрали на ДМТ вблизи входа в ДМТ – до 23,8 кгс/см^2 (ДД16). Наличие горизонтальных участков после первого всплеска давления свидетельствует о разрыве столба жидкости как в питающей магистрали на МД, так и (еще в большей степени) в магистрали на ДМТ.

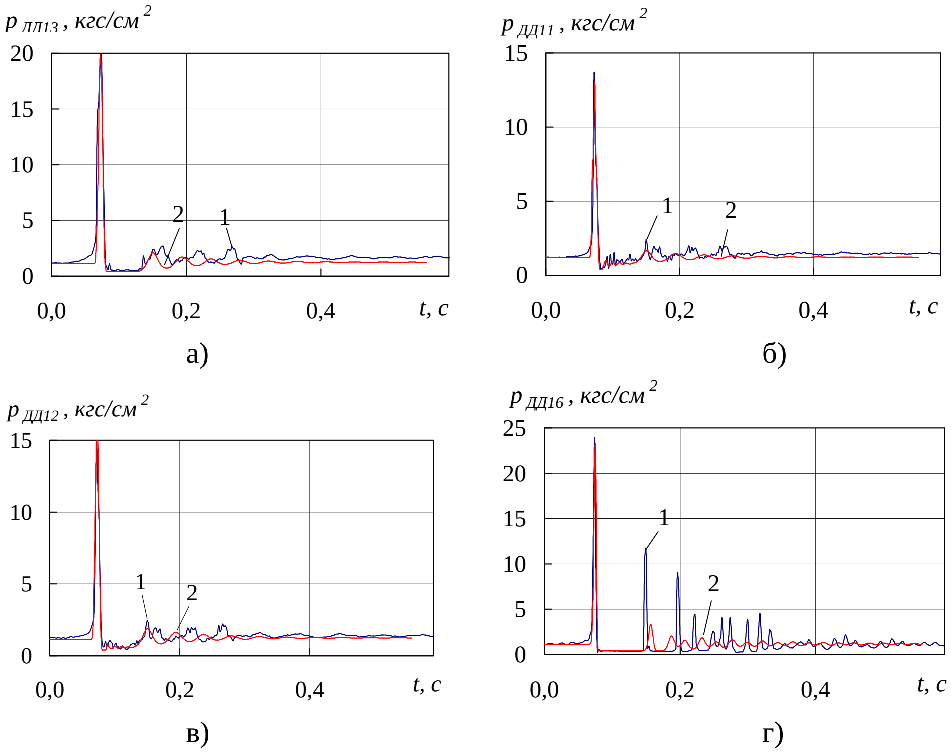

Рис. 2

После первых интенсивных колебаний (с разрывом столба жидкости) в стендовой магистрали наблюдается быстро затухающий переходной процесс с формами колебаний жидкости, близкими к гармоническим, и с частотами колебаний, близкими к собственным. Оценка первого тона собственных частот колебаний в питающей магистрали на МД составляет от 21 до 27 Гц, а в магистрали на ДМТ – от 45 до 55 Гц.

Следуя представленному в разделе 1 методическому подходу, были определены коэффициенты усиления питающей магистрали на МД $W_1 = \dfrac{\delta \bar{p}_1}{\delta \bar{p}_Б}(j\omega)$, магистрали на ДМТ $W_D = \dfrac{\delta \bar{p}_4}{\delta \bar{p}_D}(j\omega)$ и заправочной магистрали $W_Z = \dfrac{\delta \bar{p}_3}{\delta \bar{p}_Z}(j\omega)$ как систем с распределенными параметрами. Первые тона собственных частот колебаний жидкости в этих магистралях составляют: для магистрали подачи на маршевый двигатель 94 Гц, для питающей магистрали на ДМТ 127,5 Гц и для заправочной магистрали 107 Гц.

Для согласования экспериментальных и расчетных значений частот колебаний жидкости было учтено наличие в воде, используемой в экспериментах, нерастворенного воздуха [15], что приводит к существенному уменьшению скорости звука в рабочей жидкости и понижению собственных частот колебаний в магистралях стенда. В результате расчетов было установлено, что при объемной доле нерастворенного газа в рабочей жидкости $\varepsilon = 0{,}04$ % и давлении, близком к атмосферному, собственная частота колебаний жидкости в магистрали на ДМТ составляет 45 Гц, а в заправочной магистрали – 38 Гц, что согласуется с экспериментальными данными.

Для согласования экспериментальных и расчетных частот колебаний жидкости в питающей магистрали на МД была учтена возможность наличия газовой полости в сильфоне, расположенном на горизонтальном участке этой магистрали. При объеме газовой полости $V_Г = 10$ см^3, что соответствует приблизительно 20% максимально возможного объема воздуха в сильфоне, расчетное значение собственной частоты колебаний стендовой питающей магистрали на МД составляет 21,5 Гц, которое попадает в экспериментально полученный диапазон собственных частот колебаний жидкости в этой магистрали (от 21 до 27 Гц).

В математической модели стендовой магистрали с сосредоточенными параметрами, расчетная схема которой представлена на рисунке 3, принято, что магистраль подачи на ДМТ 1 и заправочная магистраль 2 описываются одним колебательным контуром каждая. Для них коэффициент инерционного сопротивления жидкости определяется формулой (4), а коэффициент податливости – исходя из частоты колебаний контура $\omega_i^2 = \dfrac{1}{J_i\, C_i}$.

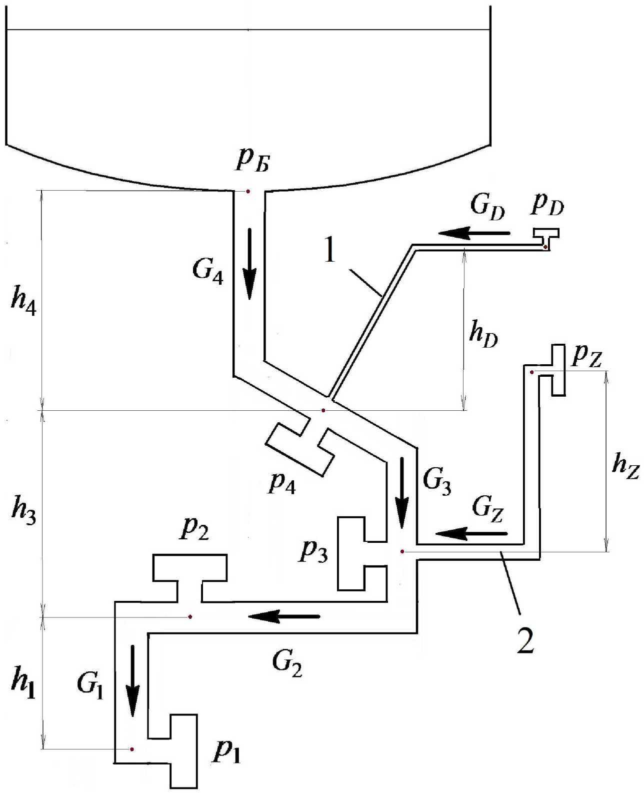

Рис. 3

В математической модели стендовой питающей магистрали на МД, которая была разбита на четыре участка, ввиду необходимости учета стыковки с магистралью подачи на ДМТ и заправочной магистралью, а также наличия сосредоточенной податливости в сильфоне, расположенном на горизонтальном участке этой магистрали, учитывался только I тон колебаний жидкости. Коэффициенты податливостей питающей магистрали на МД в первом приближении определялись по формуле (5) и уточнялись по коэффициенту усиления $W_1 = \frac{\delta \overline{p}_1}{\delta \overline{p}_Б}(j\omega)$, полученному для этой магистрали как системы с распределенными параметрами.

Коэффициент сосредоточенной податливости в сильфоне, расположенном на горизонтальном участке питающей магистрали на МД, определялся по формуле [13]

$$C_C = \frac{\gamma\, V_Г}{\kappa\, p_2},$$

где κ – показатель адиабаты воздуха; p_2 – давление жидкости в месте установки сильфона.

В соответствии с расчетной схемой стендовой питающей магистрали (см. рис. 3) разработана линейная математическая модель этой магистрали с сосредоточенными параметрами, имеющая вид

$$C_1 j\omega\, \delta p_1 = \delta G_1, \tag{7}$$

$$\delta p_2 = \delta p_1 + \left(R_1 + J_1 j\omega\right)\delta G_1, \tag{8}$$

$$(C_2 + C_C)\, j\omega\, \delta p_2 = \delta G_2 - \delta G_1, \tag{9}$$

$$\delta p_3 = \delta p_2 + \left(R_2 + J_2 j\omega\right)\delta G_2, \tag{10}$$

$$C_3 j\omega\, \delta p_3 = \delta G_3 - \delta G_2 + \delta G_Z, \tag{11}$$

$$\delta p_Z = \delta p_3 + J_Z j\omega\, \delta G_Z, \tag{12}$$

$$C_Z j\omega\, \delta p_Z = \delta G_Z, \tag{13}$$

$$\delta p_4 = \delta p_3 + \left(R_3 + J_3 j\omega\right)\delta G_3, \tag{14}$$

$$C_4 j\omega\, \delta p_4 = \delta G_4 - \delta G_3 + \delta G_D, \tag{15}$$

$$\delta p_D = \delta p_4 + J_D j\omega\, \delta G_D, \tag{16}$$

$$C_D j\omega\, \delta p_D = \delta G_D, \tag{17}$$

$$\delta p_Б = \delta p_4 + \left(R_4 + J_4 j\omega\right)\delta G_4, \tag{18}$$

где j – мнимая единица; p_i, G_i – давления и расходы жидкости на соответствующих (см. схему 3) участках стендовой магистрали; R_i – коэффициенты линеаризованного гидравлического сопротивления на соответствующих участках стендовой магистрали.

Для математического моделирования непосредственно гидроудара в стендовой магистрали следует перейти от линейной математической модели (7) – (18) к нелинейной

$$C_1 \frac{dp_1}{dt} = G_1 - G_{MD}(t), \tag{19}$$

$$p_2 = p_1 + a_1 G_1^2 + J_1 \frac{dG_1}{dt} - h_1\gamma, \tag{20}$$

$$(C_2 + C_C)\frac{dp_2}{dt} = G_2 - G_1, \tag{21}$$

$$p_3 = p_2 + a_2 G_2^2 + J_2 \frac{dG_2}{dt} - h_2\gamma, \tag{22}$$

$$C_3 \frac{dp_3}{dt} = G_3 - G_2 + G_Z, \tag{23}$$

$$p_Z = p_3 + J_Z \frac{dG_Z}{dt} - h_Z\gamma \,, \qquad (24)$$

$$C_Z \frac{dp_Z}{dt} = G_Z - \overline{G}_Z \,, \qquad (25)$$

$$p_4 = p_3 + a_3 G_3^2 + J_3 \frac{dG_3}{dt} - h_3\gamma \,, \qquad (26)$$

$$C_4 \frac{dp_4}{dt} = G_4 - G_3 + G_D \,, \qquad (27)$$

$$p_D = p_4 + J_D \frac{dG_D}{dt} - h_D\gamma \,, \qquad (28)$$

$$C_D \frac{dp_D}{dt} = G_D - \overline{G}_D \,, \qquad (29)$$

$$p_Б = p_4 + a_4 G_4^2 + J_4 \frac{dG_4}{dt} - h_4\gamma \,, \qquad (30)$$

где a_i – коэффициенты характеристик соответствующих участков стендовой магистрали; h_i – величина проекций этих участков на вертикальную ось; $G_{MD}(t)$ – закон изменения расхода жидкости при закрытии отсечного клапана на входе в МД.

Закон изменения расхода жидкости $G_{MD}(t)$ на данном этапе исследований ввиду отсутствия данных по закрытию отсечного клапана был выбран из условия согласования экспериментальных и расчетных данных по максимальной величине возрастания давления в месте установки датчика давления ДД13 в виде

$$G_{MD}(t) = \overline{G}_{MD}(1 - \frac{t}{t_K}) \,, \qquad (31)$$

где $\overline{G}_{MD}$ – стационарный расход через МД; t_K – время прекращения подачи жидкости через отсечной клапан.

Результаты расчетов гидроудара по модели (19) – (31) представлены на рисунках 2 и 4. Из рисунка 2 видно хорошее согласование результатов расчетов с полученными при стендовых испытаниях экспериментальными значениями максимальной величины возрастания давлений в местах установки всех рассматриваемых датчиков давления ДД13, ДД12, ДД11 и ДД16. В расчетах также получены горизонтальные участки изменения давления, свидетельствующие о разрыве жидкости при гидроударе. Расчетные значения собственных частот колебаний жидкости в питающих магистралях на МД и ДМТ составили 22,7 и 44,4 Гц соответственно, что также хорошо согласуется с данными, полученными в экспериментах.

Из рис. 4 следует, что при гидроударе происходит выброс жидкости из стендовой магистрали в бак. Расчеты показывают, что количество выбрасываемой жидкости составляет 0,25 кг.

Следует отметить, что разработанный методический подход не позволяет непосредственно рассчитывать величину обусловленного гидроударом повышения давления в различных точках стендовой питающей магистрали при останове МД, однако, используя полученные в экспериментах величину гидроудара на сеточном фазоразделителе (ДД11) и относительные величины гидроударов в соответствующих точках стендовой магистрали, можно оценить величины гидроудара в других точках штатной системы питания космической ступени (см. таблицу), конструктивно близкой к стендовому варианту ее исполнения: на входе в магистраль, на тарели и днище бака, на сеточных фазоразделителях, устройствах обеспечения сплошности и т. п.

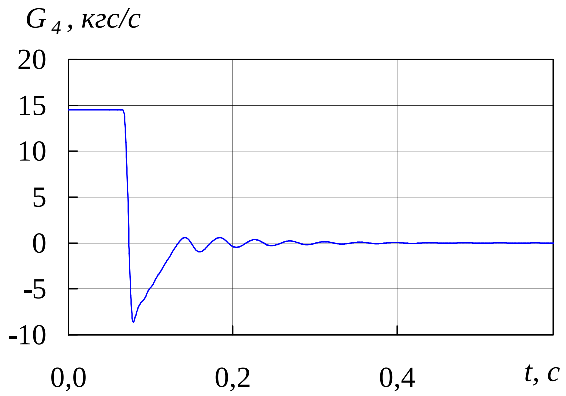

Рис. 4

Таблица

№№ п/п	Место замера давлений	Относительная величина гидроудара
1	Вход в магистраль (ДД8, ДД3)	0,1055
2	Тарель (ДД1, ДД2)	0,0413
3	Днище бака (ДД6, ДД7)	0,0165
4	Сеточный фазоразделитель (ДД4, ДД5	0,0110

Выводы. Разработан методический подход к расчетному определению параметров гидродинамических процессов в системе питания космической ступени при остановах и запусках ее МД, который включает: а) математическое моделирование питающих магистралей как систем с распределенными параметрами; б) аппроксимацию частотных характеристик протяженных магистралей конечными гидродинамическими элементами; в) построение математической модели нелинейной низкочастотной динамики системы питания МД и численное моделирование гидродинамических процессов при остановах и запусках двигателя.

Проведено тестирование предложенного методического подхода путем сравнения результатов расчетов с данными экспериментов, полученными при моделировании останова МД в стендовых условиях с использованием воды в качестве модельной жидкости. Для оценки величины гидроудара в различных точках системы питания (на входе в магистраль, на тарели и днище бака, на сеточных фазоразделителях, устройствах обеспечения сплошности и т. п.) предложено использовать экспериментальные значения относительных величин гидроудара в соответствующих точках магистрали стендовой системы питания, конструктивно близкой к рассматриваемой.

Полученные расчетные величины гидроудара при останове и запуске МД космической ступени могут быть использованы для оценки работоспособности узлов и агрегатов системы питания ступени в условиях полета, что позволяет сократить объем и стоимость ее экспериментальной отработки, в том числе при внесении изменений в ее конструкцию.

1. *Сердюк В. К.* Проектирование средств выведения космических аппаратов : учеб. пособие для вузов / *В. К. Сердюк*. – М. : Машиностроение, 2009. – 504 с.
2. Ракета как объект управления / *И. М. Игдалов, Л. Д. Кучма, Н. Ф. Поляков, Ю. Д. Шептун*. – Д. : АРТ – ПРЕСС, 2004. – 544 с.
3. *Петров В. И.* Кавитация в высокооборотных лопастных насосах / *В. И. Петров, В. Ф. Чебаевский*. – М. : Машиностроение, 1982. – 192 с.
4. *Козлов А. А.* Системы питания и управления жидкостных ракетных двигательных установок / *А. А. Козлов, В. Н. Новиков, Е. В. Соловьев.* – М. : Машиностроение, 1988. – 352 с.
5. Методика расчета нагрузки султана жидкости на крышку бака / *Ш. У. Галиев, В. К. Борисевич, А. Н. Потаненко, А. Ф. Плиско-Виноградский* // Проблемы прочности. – 1984. – № 5. – С. 47 – 52.
6. Определение параметров газожидкостных структур, формирующихся в компонентах топлива при запуске маршевого двигателя космической ступени с малыми уровнями заполнения ее баков / *О. В. Пилипенко, А. В. Дегтярев, А. Н. Заволока, А. Э. Кашанов, А. Д. Николаев, Н. Ф. Свириденко, И. Д. Башлий* // Техническая механика. – 2014. – № 4. – С. 3 – 13.
7. *Беляев Е. Н.* Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей / *Е. Н. Беляев, В. К. Чванов, В. В. Черваков*. – М. : Изд-во МАИ, 1999. – 228 с.
8. Теория автоматического управления ракетными двигателями / *А. А. Шевяков, В. М. Калнин, Н. В. Науменкова, В. Г. Дятлов.* – М. : Машиностроение, 1978. – 288 с.
9. Основы теория и расчета жидкостных ракетных двигателей / *А. П. Васильев, В. М. Кудрявцев, В. А. Кузнецов, В. Д. Курпатенков, А. М. Обельницкий, В. М. Поляев, Б. Я. Полуян.* – М. : Высшая школа, 1975. – 656 с.
10. *Присняков В. Ф.* Динамика жидкостных ракетных двигательных установок и систем питания / *В. Ф. Присняков.* – М. : Машиностроение, 1983.– 248 с.
11. *Чарный И. А.* Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / *И. А. Чарный.* – М. : Недра, 1975. – 296 с.
12. *Фокс Д. А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / *Д. А. Фокс*. – М. : Энергоиздат, 1981.– 248 с.
13. *Пилипенко В. В.* Кавитационные колебания и динамика гидросистем / *В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон.* – М. : Машиностроение, 1977. – 352 с.
14. *Долгополов С. И.* Математическое моделирование динамики жидкости в протяженных трубопроводах с помощью гидродинамических элементов / *С. И. Долгополов* // Техническая механика. – 2006. – № 2. – С. 114 – 120.
15. *Присняков В. Ф.* Кипение / *В. Ф. Присняков.* – К. : Наук. думка, 1988. – 240 с.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 16.03.15,
в окончательном варианте 29.04.15

Государственное предприятие «Конструкторское
бюро «Южное» им. М. К. Янгеля»,
Днепропетровск