УДК 621.45.046.5

ВОЗБУЖДЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА

© 2006 Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б.Миронова

Самарский государственный аэрокосмический университет

Трубопроводы летательного аппарата в полете подвержены воздействию вибрации. При частоте вибрации, близкой к собственной частоте гидравлической подсистемы, возможно генерирование интенсивных колебаний давления рабочей жидкости. Это может привести к возникновению незатухающих колебаний клапанов, золотников, трубопроводов и снижению их работоспособности. Использование предложенной аналитической модели на стадии доводки трубопроводных систем летательных аппаратов позволит не только снизить затраты на доводку, но и значительно повысить надежность этих систем в эксплуатации.

Гидросистемы ракетоносителей, двигательных установок состоят из большого количества трубопроводов, которые подвержены действию разнообразных переменных сил. Среди наиболее существенных можно выделить кинематическое возбуждение от работающих агрегатов и силовое возбуждение от пульсаций рабочих сред. Таким образом, трубопроводная система представляет собой совокупность динамически взаимодействующих между собой механической и гидравлической подсистем. Вопросы возбуждения механической подсистемы трубопровода под воздействием пульсаций рабочих сред рассмотрены достаточно подробно и отражены в работах [1, 2, 3, 4]. В то же время заслуживает внимания и решение задачи исследования колебаний рабочей среды при кинематическом возбуждении трубопровода. Результаты подобных исследований в литературных источниках освещены недостаточно и носят, в основном, экспериментальный характер [5].

Тем не менее, задача определения амплитуд колебаний рабочей жидкости при вибрации трубопровода имеет существенное практическое значение. Ее решение позволит более полно оценить особенности процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем летательных аппаратов.

В настоящей статье аналитически решается задача о колебаниях давления рабочей жидкости в вибрирующем под действием кинематического возбуждения криволинейном трубопроводе.

Рассмотрим участок трубопровода (рис. 1). На рис. 1 обозначено:

s – координата, измеряемая вдоль оси трубопровода;

ξ - ось подвижной системы координат, направленная по касательной к оси трубопровода;

η - ось подвижной системы координат, направленная по нормали к оси трубопровода.

Для дальнейшего предположим, что:

1. Линия центров тяжести поперечных сечений трубопровода (ось трубопровода) лежит

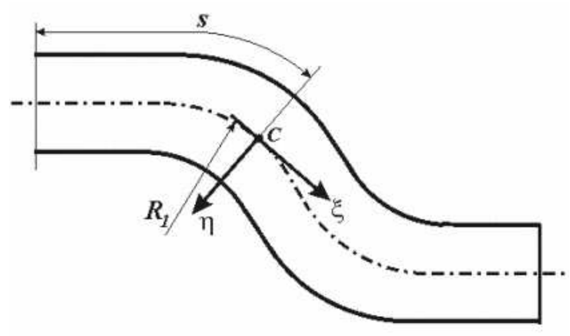

Рис. 1. Схема трубопровода

в одной плоскости (плоскости листа).

2. Трубопровод – постоянного поперечного сечения.

3. Скорость относительного движения $\bar{v}$ рабочей жидкости является неизменной во всех точках сечения s.

4. Изменение плотности рабочей жидкости пренебрежимо мало по сравнению с ее средним значением.

5. Эффективная скорость распространения звука в рабочей жидкости является постоянной величиной.

Влияние колебаний трубопровода на колебания параметров рабочей жидкости отражено в уравнении непрерывности [2]:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\rho_0\left[\frac{\partial}{\partial s}\left(v_\xi+\frac{\partial u_{0\tau}}{\partial t}\right)-\frac{1}{R_1}\frac{\partial}{\partial t}u_{0n}\right]=0, \qquad (1)$$

где ρ - плотность рабочей жидкости;

ρ_0 - среднее значение плотности;

t - время;

v_ξ - проекция скорости относительного движения рабочей жидкости на касательную к оси трубопровода. Проекция скорости относительного движения на касательную к оси трубопровода складывается из постоянной составляющей v_{ξ_0} и пульсационной составляющей v'_ξ, т. е. $v_\xi = v_{\xi 0} + v'_\xi$. Если трубопровод постоянного сечения, то $v_{\xi_0} = const$ и тогда $\frac{\partial v_\xi}{\partial s} = \frac{\partial v'_\xi}{\partial s}$;

$u_{0\tau}$ - проекция перемещения нейтральной линии поперечного сечения трубопровода на касательную к криволинейной оси центров тяжести;

u_{0n} - проекция перемещения нейтральной линии поперечного сечения трубопровода на нормаль к криволинейной оси центров тяжести;

R_1 – радиус кривизны оси трубопровода (в общем случае $R_1 = R_1(s)$).

Предположим, что $u_{0\tau}(s)$ и $u_{0n}(s)$ - известные функции, которые могут быть получены, например, в результате расчета колебаний рассматриваемого трубопровода при его кинематическом возбуждении на основе балочной конечно-элементной модели. Для пульсационных составляющих плотности ρ и давления p можно записать соотношение [6]:

$$p = c_0^2 \rho ,$$

где c_0 - эффективная скорость распространения звука в жидкости.

Из последнего соотношения можно записать:

$$\rho = \frac{1}{c_0^2} p ,$$

и, считая эффективную скорость распространения звука постоянной (такое допущение будет совершенно справедливым для случая однородного трубопровода),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial p}{\partial t} .$$

Для идеальной жидкости перемещение трубопровода вдоль оси ξ не оказывает влияния на скорость жидкости (трение жидкости о стенки трубопровода отсутствует). С учетом этого слагаемым $\rho_0 \frac{\partial^2 u_{0\tau}}{\partial s \partial t}$ в выражении (1) можно пренебречь. Тогда выражение (1) можно переписать в виде:

$$\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial v'_\xi}{\partial s} = \frac{\rho_0}{R_1}\frac{\partial u_{0n}}{\partial t} . \qquad (2)$$

Дальнейшее рассмотрение возбуждения пульсаций рабочей жидкости при кинематическом возбуждении трубопровода ограничим линейным гармоническим решением. Тогда

$$u_{0n} = AU_{0n}(s)e^{j\omega t};$$

$$p = A_p(s)e^{j(\omega t + \phi_1(s))};$$

$$v'_\xi = A_{v'_\xi}(s)e^{j(\omega t + \phi_2(s))},$$

причем справедливым будет соотношение:

$$\frac{p}{v'_\xi} = Z(s) ,$$

где $Z(s)$ - импеданс в сечении s, который при известных динамических характеристиках присоединенной гидравлической цепи легко может быть определен [4, 7].

Из последнего выражения можно записать:

$$v'_\xi = \frac{1}{Z} p$$

Рассмотрим частные производные из выражения (2):

$$\frac{\partial p}{\partial t} = j\omega A_p(s)e^{j(\omega t + \phi_1(s))}$$

$$\frac{\partial u_{0n}}{\partial t} = j\omega AU_{0n}(s)e^{j\omega t}$$

$$\frac{\partial p}{\partial s} = \left[\frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + j\frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s}A_p(s)\right]e^{j(\omega t + \phi_1(s))}$$

$$\frac{\partial v'_\xi}{\partial s} = \frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{p(s,t)}{Z(s)}\right) = \left[\frac{1}{Z}\frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{j}{Z}\frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} - \frac{1}{Z^2}\frac{\partial Z}{\partial s}\right)A_p(s)\right]e^{j(\omega t + \phi_1(s))} \qquad (3)$$

С учетом соотношений для частных производных (3), выражение (2) перепишется в виде:

$$\left[\frac{\rho_0}{Z}\frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + \left(j\left(\frac{\omega}{c_0^2} + \frac{\rho_0}{Z}\frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s}\right) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\rho_0}{Z^2}\frac{\partial Z}{\partial s}\right)A_p(s)\right]e^{j(\omega t + \phi_1(s))} = \frac{j\omega \rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1}e^{j\omega t} .$$

Сократим левую и правую части последнего выражения на $e^{j\omega t}$. Получим

$$\frac{\rho_0 e^{j\phi_1(s)}}{Z}\frac{\partial A_p(s)}{\partial s}+\left(j\left(\frac{\omega}{c_0^2}+\frac{\rho_0}{Z}\frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s}\right)-\right.$$
$$\left.-\frac{\rho_0}{Z^2}\frac{\partial Z}{\partial s}\right)A_p(s)e^{j\phi_1(s)}=\frac{j\omega\rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1}. \quad (4)$$

Используя известное соотношение

$$e^{j\phi_1(s)}=cos\phi_1(s)+j sin\phi_1(s),$$

выражение (4) запишем в виде (5):

$$\frac{\rho_0\, cos\phi_1(s)+j\, sin\phi_1(s)}{Z}\frac{\partial A_p(s)}{\partial s}+\left(j\left(\frac{\omega}{c_0^2}+\frac{\rho_0}{Z}\frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s}\right)-\right.$$
$$\left.-\frac{1}{Z^2}\frac{\partial Z}{\partial s}\right)A_p(s)(cos\phi_1(s)+j\, sin\phi_1(s))=\frac{j\omega\rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1}.$$

При рассмотрении последнего соотношения необходимо помнить, что $Z(s)$ - комплексная функция

$$Z(s)=Re\,Z(s)+j\,Im\,Z(s), \quad (6)$$

конкретный вид которой определяется динамической нагрузкой гидравлических цепей, подсоединенных к обоим концам трубопровода.

Следует также отметить, что при известных характеристиках динамической нагрузки концов трубопровода форма волны давления может быть рассчитана аналитически с использованием известных методик [4,6,7] (также, как и фазовые соотношения в различных точках волны). Таким образом:

$$A_p(s)=A\cdot p'(s),$$
$$\varphi_1(s)=\varphi_0+\varphi_1'(s), \quad (7)$$

где $p'(s)$ - форма волны давления,

$\varphi_1'(s)$ - характеристика фазовых соотношений в волне давления;

A и φ_0 - постоянные, которые необходимо определить для решения рассматриваемой задачи.

С учетом (6) и (7) выражение (5) можно переписать в виде:

$$A\left\{\frac{\rho_0\, cos(\varphi_0+\varphi_1'(s))+j\, sin(\varphi_0+\varphi_1'(s))}{Re\,Z+j\,Im\,Z}\frac{\partial p'(s)}{\partial s}+\right.$$
$$+\left(j\left(\frac{\omega}{c_0^2}+\frac{\rho_0}{Re\,Z+j\,Im\,Z}\frac{\partial \varphi_1'(s)}{\partial s}\right)-\right.$$
$$\left.-\frac{\rho_0}{(Re^2 Z-Im^2 Z)+2j\,Re\,Z\,Im\,Z}\frac{\partial(Re\,Z+j\,Im\,Z)}{\partial s}\right).$$
$$\left.\cdot\, p'(s)\left(cos(\varphi_0+\varphi'(s))+j\, sin(\varphi_0+\varphi'(s))\right)\right\}=$$
$$=\frac{j\omega\rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1}. \quad (8)$$

Обозначим выражение в фигурных скобках в последнем соотношении через Φ. Данная функция Φ зависит от постоянной φ_0 и является комплексной, т.е.:

$$\Phi(\varphi_0)=Re\Phi(\varphi_0)+j\,Im\Phi(\varphi_0).$$

С учетом этого соотношение (8) можно переписать в виде:

$$A(Re\,\Phi(\varphi_0)+j\,Im\,\Phi(\varphi_0))=jY, \quad (9)$$

где $Y=\dfrac{\omega\rho_0 A_{u_{0n}}}{R_1}$.

Уравнение (9) можно разложить на следующую систему:

$$\begin{cases} A\cdot Im\,\Phi(\varphi_0)=Y, \\ Re\,\Phi(\varphi_0)=0 \end{cases}.$$

Второе уравнение системы является нелинейным и может быть решено с применением различных методов [8] относительно неизвестной постоянной φ_0. Подставив полученное значение φ_0 в первое уравнение системы, можно определить A:

$$A=\frac{Y}{Im\Phi(\varphi_0)}.$$

Представленная выше аналитическая модель позволяет определить параметры пульсаций рабочей жидкости при установившихся колебаниях трубопровода (например, от кинематического возбуждения). Анализ данной модели показывает, что, если трубопроводы летательного аппарата в полете подвержены воздействию вибрации с частотой, близкой к собственной частоте гидравлической подсистемы, то возможно генерирование интенсивных колебаний давления рабочей жидкости. Это, в свою очередь, может привести к возникновению незатухающих колебаний клапанов, золотников, трубопроводов и снижению их работоспособности. Использование предложенной аналитической модели на стадии доводки трубопроводных систем летательных аппаратов позволит не только снизить затраты на доводку, но и значительно повысить надежность этих систем в эксплуатации.

Работа выполнена при поддержкеРоссийского Фонда Фундаментальных Исследований (грант 06-08-01437-а).

Список литературы

1. Кондрашов Н.С. О параметрических колебаниях трубопроводов // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып. XIX. – Куйбышев, 1965. – С. 173-181.

2. Колесников К.С., Рыбак С.А., Самойлов Е.А. Динамика топливных систем ЖРД. – М.: Машиностроение, 1975. – 172 с.

3. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976. – 272 с.

4. Прокофьев А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: Дис. на соиск. учен. ст. канд. техн. наук. – Самара, 2001. – 256 с.

5. Леньшин В.В. Исследование виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: Дисс…канд. техн. наук. – Самара, 1997. – 193 с.

6. Скучик Е. Основы акустики. Том 1. – М.: Мир, 1976. – 520 с.

7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование пневмо- и гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.

8. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.

EXCITATION OF PRESSURE PULSATIONS IN THE WORKING FLUID BY VIBRATION OF THE PIPELINE

© 2006 E.V. Shakhmatov, A.B. Prokofiev, T.B. Mironova

Samara State Aerospace University

The analytical model is considered, allowing to settle an invoice parameters of pulsations of a working liquid in pipeline systems at kinematic excitation of their vibration.