

## Библиографический список

Годлевский В.Е., Шумихина Л.Я. Оптимизация параметров малоразмерных газогенераторов с учетом динамических характеристик //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Межвуз. сб /Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. С.102-108.

2. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей:Учебник /А.П.Васильев, В.М.Кудрявцев, В.М.Поляев и др.: Под ред. В.М. Кудрявцева. М.: Высшая школа, 1983. 703 с.

3. Петерсон Дж. Переходные процессы при запуске ракетных двигателей, работающих на самовоспламеняющемся двухкомпонентном топливе //Исследование ракетных двигателей на жидком топливе. М.: Мир, 1964. С. 427-439.

4. Математическое моделирование высокотемпературных процессов в энергоустановках /А.Ф.Дрегалин, И.А.Зенуков, В.Г.Крюков, В.И.Наумов: Под ред. В.Е.Алемасова. Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1985. 264 с.

5. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. М.: Машиностроение, 1979. 256 с.

УДК 621.452:681.521.34

В.П.Шорин, А.Т.Гимадиев, А.Н.Крючков

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОАВТОМАТИКИ

Теоретически и экспериментально исследовано снижение среднего расхода жидкости через острокромочные дросселирующие элементы при наличии колебаний рабочей среды.

---

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994.

---

Важной проблемой, возникающей при доводке и к эксплуатации пневмогидравлических систем энергетических установок, является обеспечение точности устройств гидроавтоматики при воздействии дестабилизирующих факторов. К одним из существенных дестабилизирующих факторов относятся колебания рабочих сред, обусловленные в основном неравномерной подачей качающихся узлов гидравлических и топливных насосов. Колебания давления (расхода) рабочих сред при определенных условиях приводят к отклонению характеристик агрегатов, содержащих в структуре нелинейные элементы. К таким элементам относятся гидравлические дроссели, исследованию нестационарных процессов в которых посвящено значительное число научных работ [1-6]. Так, в статьях [2, 3] теоретически и экспериментально исследовано явление "увода" среднего давления в непроточной гидравлической цепи, содержащей дросселирующий элемент. Исследованию влияния колебаний рабочей среды на статическую характеристику гидравлического дросселя посвящены работы [4, 7]. Однако в указанных статьях авторы ограничились экспериментальными исследованиями отклонения среднего перепада давления на мерной диаграмме и теоретически не рассмотрели общий случай полигармонических колебаний расхода.

При анализе колебательных процессов предполагаем, что переменная составляющая перепада давления на острокромочном дросселе затрачивается только на квазистационарные активные (гидравлические) потери, инерционное сопротивление дросселя пренебрежимо мало. Осредненная составляющая пульсирующего расхода жидкости через дроссель может существенно отличаться от расхода при стационарном течении жидкости, и это отличие зависит от степени несимметричности дросселя, формы колебаний перепада давления, а также от соотношения постоянной и переменной составляющих перепада давления. При наличии полигармонических колебаний перепада давления на дросселе

$$\Delta p(t) = \Delta p_0 + \sum_{r=1}^R A_{\Delta p}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi^{(r)}), \quad (I)$$

где  $A_{\Delta p}^{(r)}$ ,  $\varphi^{(r)}$  - амплитуда и начальная фаза  $r$ -й гармоники колебаний перепада давления;  $\omega_r$  - угловая частота  $r$ -й гармоники;  $R$  - число гармоник;  $\varphi^{(r)}$  - начальная фаза  $r$ -й гармоники.

Величину расхода жидкости определяем как функцию смещения при линей-

ризации характеристик дросселя по критерию минимума среднеквадратического отклонения [8]:

$$Q = \frac{\kappa_{gp}}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Phi(\Delta\omega t) d(\Delta\omega t), \quad (2)$$

где

$$\Phi(\Delta\omega t) = \begin{cases} \sqrt{\Delta p_0 + \sum_{r=1}^R A_{\Delta p}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi^{(r)})} & \text{при } \Delta p_0 + \sum_{r=1}^R A_{\Delta p}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi^{(r)}) \geq 0, \\ -\bar{\kappa}_2 \sqrt{|\Delta p_0 + \sum_{r=1}^R A_{\Delta p}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi^{(r)})|} & \text{при } \Delta p_0 + \sum_{r=1}^R A_{\Delta p}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi^{(r)}) < 0; \end{cases}$$

$\kappa_2 = \mu_2/\mu_1$  - коэффициент несимметричности дросселя;  $\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты расхода дросселя при течении жидкости в прямом и обратном направлении;  $\kappa_{gp} = \mu_1 F \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ;  $F$  - площадь проходного сечения дросселя;  $\rho$  - плотность жидкости.

Как показали экспериментальные исследования, наибольшее влияние колебаний рабочей среды на характеристики устройств гидроавтоматики проявляется в случае возникновения резонансных режимов в гидравлических цепях, содержащих дросселирующие элементы. При этом в спектре пульсаций давления преобладает составляющая с резонансной частотой колебаний. Форма колебаний перепада давления на дросселе в этом случае близка к гармонической  $\Delta p(t) = \Delta p_0 + A_{\Delta p} \sin \omega t$ , и средний расход через дроссель определяется зависимостью

$$Q_0 = \frac{1}{2\pi} \left[ \kappa_1 \int_{-\psi_1}^{\pi+\psi_1} \sqrt{(\Delta p_0 + A_{\Delta p} \sin \psi)} d\psi - \kappa_2 \int_{\pi+\psi_1}^{2\pi-\psi_1} \sqrt{(\Delta p_0 + A_{\Delta p} \sin \psi)} d\psi \right], \quad (3)$$

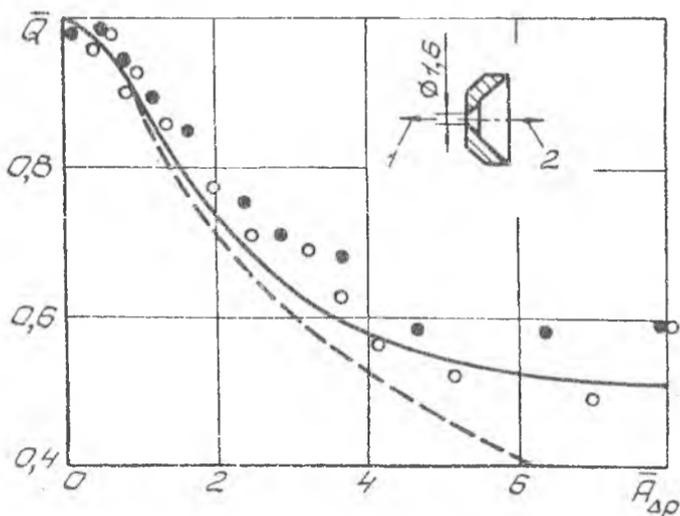
где  $\psi_1 = \arcsin \frac{\Delta p_0}{A_{\Delta p}}$ ;  $\kappa_1 = \mu_1 F \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ;  $\kappa_2 = \mu_2 F \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ .

После приведения (2) к безразмерному виду получим

$$\bar{Q}_0 = \frac{1}{2\pi} \left[ \int_{\psi_1}^{\pi+\psi_1} \sqrt{1 + \bar{A}_{\Delta p} \sin \psi} d\psi - \kappa_2 \int_{\pi+\psi_1}^{2\pi-\psi_1} \sqrt{1 + \bar{A}_{\Delta p} \sin \psi} d\psi \right], \quad (4)$$

где  $\bar{Q}_0 = Q_0 / (\kappa_1 \sqrt{\Delta p_0})$  - относительная составляющая расхода жидкости через дроссель;  $\bar{A}_{\Delta p} = A_{\Delta p} / \Delta p_0$  - относительная амплитуда колебаний перепада давления на дросселе.

Из построенных в результате численного интегрирования выражения (4) графических зависимостей (рис. 1) следует, что чем больше относительная амплитуда колебаний перепада давления на дозирующих элементах, тем больше снижается средняя составляющая расхода по отношению к расходу при постоянном перепаде.

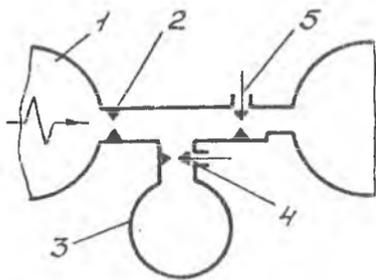


Р и с. 1. Зависимость относительного расхода жидкости через проссель  $\bar{Q}$  от относительной амплитуды колебаний перепада давления на нем: ———— теория, • — эксперимент при движении жидкости в направлении 1; - - - - теория, о — эксперимент при движении жидкости в направлении 2

Наибольшее снижение расхода жидкости наблюдается в диапазоне изменения относительных амплитуд  $\bar{A}_{dp} = 0,5-4$ . Так, например, при одинаковом сопротивлении просселя в одну и другую стороны ( $\bar{K}_2 = 1$ ) и превышении амплитуд колебания перепада давления относительно постоянной составляющей в 4 раза снижение расхода жидкости может составить 50% относительно номинального значения (без пульсаций потока). При дальнейшем увеличении  $\bar{A}_{dp}$  темп снижения  $\Delta \bar{Q}$  уменьшается. Как видно из графиков, несимметричность расходной характеристики просселя существенно влияет на отклонение расхода жидкости, причем, чем больше

коэффициент несимметричности  $\bar{k}_2$ , тем больше  $\Delta \bar{Q}$ .

Экспериментальная проверка влияния колебаний жидкости на статическую характеристику дросселя проводилась для гидравлической цепи, состоящей из нелинейного дросселя на входе, тупиковой емкости и регулировочного вентиля (рис. 2).



Р и с. 2. Принципиальная схема экспериментальной гидравлической цепи с исследуемым дросселем: 1 - источник колебаний давления; 2 - гидравлический дроссель; 3 - тупиковая емкость; 4, 5 - вентиль

Амплитуда колебаний перепада давления на дросселе задавалась открытием вентиля 4 в тупиковой емкости (при постоянной амплитуде колебаний давления на входе). Чем больше открытие вентиля, тем больше амплитуда колебаний перепада давления на дросселе, и в пределе она стремится к амплитуде колебания давления на входе в цепь (вследствие достаточно большого объема тупиковой емкости). Такое задание колебательного режима движения жидкости на дросселе, когда сохраняются параметры последовательных элементов цепи, источника колебаний и сливных магистралей, позволяет повысить достоверность результатов исследований.

В процессе исследования определялись постоянная составляющая и амплитуда колебаний перепада давления на нелинейном дросселе, а также статический расход жидкости на выходе из цепи. Из графических зависимостей (см. рис. 1) следует, что относительный расход жидкости, вычисленный по формуле (3), совпадает в пределах точности измерения (+5%) с экспериментально определенным его значением.

Как следует из проведенного анализа, пульсации рабочей среды оказывают заметное влияние на расходную характеристику гидравлических дросселей при больших относительных амплитудах колебаний перепада давления ( $\bar{A}_{др} \gg 1$ ), что может привести к отклонению статических характеристик устройств гидроавтоматики. Такое явление наблюдалось в системе топливопитания и регулирования авиационного двигателя Д-18Т. На этапе запуска и выхода на режим малого газа двигателя амплитуда колебаний перепада давления на входном жиклере регулятора расхода топлива превышала в 5-10 раз средний перепад давления [5], что приводило к от-

клонению характеристики регулятора и срыву высотного запуска изделия.

Формулы (2)-(4) позволяют рассчитывать среднюю составляющую пульсирующего потока жидкости через дросселирующие элементы устройств гидроавтоматики при гармоническом и полигармоническом колебаниях рабочей среды.

#### Библиографический список

1. Шорин В.П. О периодическом течении жидкости через диафрагму //Изв. вузов. Машиностроение, 1970. № 4. С. 116-121.
2. Шорин В.П., Гимадиев А.Г. Расчет постоянного перепада давления на сосредоточенном сопротивлении при периодическом течении жидкости в безрасходной магистрали //Машиноведение. 1975. № 1. С.28-31.
3. Гимадиев А.Г., Шорин В.П. Исследование постоянного перепада давления в непроточных магистралях при периодическом движении жидкости. //Машиноведение. 1978. № 6. С. 24-26.
4. Алексеев А.К., Макулин С.А. Исследование динамических характеристик дроссельных шайб в пульсирующем потоке //Пневматика и гидравлика: Сб.науч.статей. М.: 1989. Вып. 14. С. 189-196.
5. О неустановившемся движении жидкости и газа через дросселирующие элементы /А.Г.Гимадиев. Самар. авиац. ин-т. 1991. Деп. в ВИНТИ № 3349-В91 от 11.09.91.
6. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 238 с.
7. *S.W.E. Earles, B.J. Jeffery, T.J. Williams, J.M. Zarek. Pulsating Flow Measurement Using an Orifice-Manometer System, Engineer, Dec. 22, 1967.*
8. Шорин В.П., Гимадиев А.Г. О выборе входного параметра при линеаризации характеристик дросселирующих элементов гидравлических цепей //Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1990. № 5. С. 149-158.
9. Исследование влияния колебаний рабочей среды на характеристику запуска авиационного ГТД /В.П.Шорин, А.Г.Гимадиев, А.Н.Крючков, И.В.Шабуров //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб.науч.тр. Куйбышев.авиаци.ин-т. Куйбышев, 1990. С. 87-96.