

Полученные зависимости свидетельствуют о возможности уменьшать перепад давления на ДС малоразмерного газогенератора за счет увеличения постоянной времени дозирующей системы и позволяют правильно выбрать параметры ДС, обеспечивающие устойчивость его внутрикамерного рабочего процесса.

Л и т е р а т у р а

1. А л е м а с о в В.Е., Д р е г а л и н А.Ф., Т и ш и н А.В. Теория ракетных двигателей / Под ред. Глушко В.П. - М.:Машиностроение, 1980. - 533 с.

2. В о л к о в Е.Б., С ы р и ц ы н Т.А., М а з и н г Т.Ю. Статика и динамика ракетных двигательных установок. Книга II. Динамика. -М.:Машиностроение, 1978. - 320 с.

3. З а л м а н з о н Л.А. Теория элементов пневмоники. -М.: Наука, 1969. - 507 с.

4. С т о ч е к Н.П., Ш а п и р о А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. -М.:Машиностроение, 1978. - 128 с.

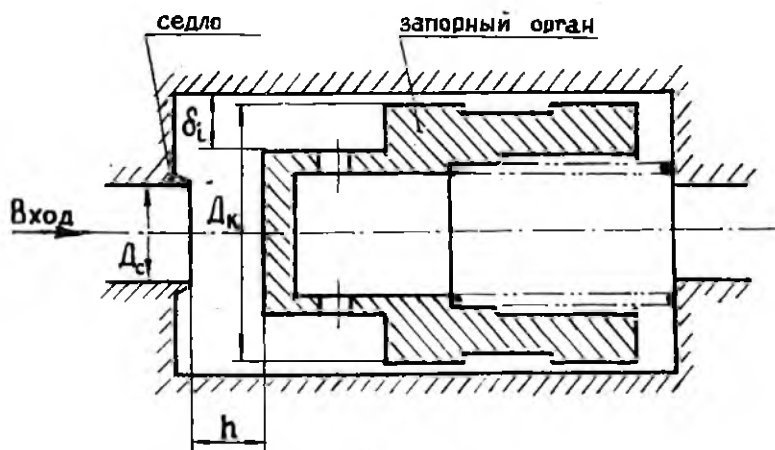
5. Б е л о у с о в А.И., Р ж е в с к и й В.П., Р а в и к о в и ч Ю.А. Динамические характеристики дросселирующих элементов подшипниковых узлов. - В кн.: Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела энергетических установок. -Минск: Наука и техника, 1977, с.123-130.

УДК 621.45.04:62-398

Н.Н.Гниломедов, В.П.Шорин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ
НА УСТОЙЧИВОСТЬ КЛАПАНОВ

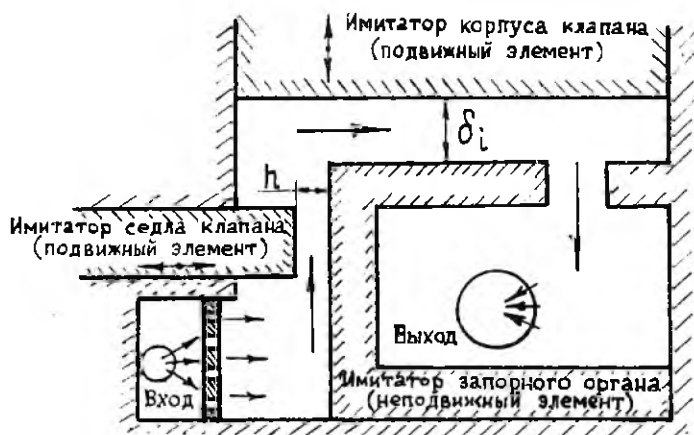
Из практики экспериментальной отработки дренажно-предохранительных и обратных клапанов известно существенное влияние геометрии проточной части клапана на устойчивость его работы (рис.1). Это, как правило, связано с возникновением отрывных течений в зоне "седло - запорный орган" и процессами интенсивного вихреобразования.



Р и с. 1. Конструктивная схема обратного клапана

Результаты теоретического и экспериментального исследования процессов образования вихрей, их устойчивости, а также проблемы отрывных течений рассмотрены в [1]. Однако, в связи со сложностью профиля проточной части клапанов, полученные результаты трудно использовать для оценки влияния характера течения среды на устойчивость клапанов не только в количественном, но и качественном плане. В связи с этим ниже, применительно к обратным клапанам, излагаются разработанная авторами методика и результаты экспериментальных исследований влияния соотношения геометрических размеров проточной части клапана на характер течения среды в зоне "седло - запорный орган".

Для качественного исследования структуры течения рабочей среды использовалась специально изготовленная прозрачная плоская модель. С учетом того, что в основных каналах клапанов реализуются режимы течения, соответствующие зоне автомодельности, при определении параметров модели принимались во внимание только условия геометрического подобия. Модель была изготовлена в масштабе 10:1 с имитацией геометрии проточной части обратного клапана (см.рис.1). В модели (рис.2) предусмотрена возможность изменения геометрических размеров проточной части за счет подвижных элементов конструк-



Р и с. 2. Схема плоской модели проточной части обратного клапана

ции. Изменение формы проточной части проводилось за счет применения имитатора запорного органа с радиусным и линейным сходами. Проливки проводились водой на гидравлическом стенде Куйбышевского инженерно-строительного института им. А.И.Микояна. Кроме визуальных наблюдений осуществлялось фотографирование структуры течений. Характерные структуры течения воды в плоской модели представлены на рис.3, а, б. При размере $\delta_i = \delta_1$ (рис.3, а) проточной части модели, при котором площадь кольцевой щели проточной части в зоне "седло-запорный орган" значительно превышает площадь проходного сечения над седлом, видны зоны активного вихреобразования. При уменьшении размера δ_i до значения δ_2 (рис.3, б), при котором площадь кольцевой щели соответствует площади проходного сечения над седлом, наблюдается струйное течение воды.

Полученные результаты позволяют считать, что одним из способов стабилизации потока в проточной части клапана (и, как следствие, повышения его запасов устойчивости) является увеличение расхода на напряженности клапана, что можно обеспечить надлежащими размерами кольцевой щели.



а

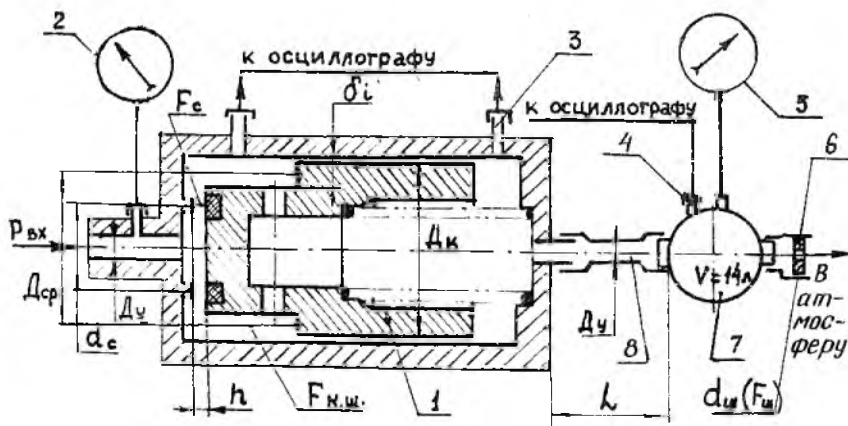


б

Р и с. 3. Структура течения воды в плоской модели:
а - с зоной активного вихреобразования; б- струйное

Для подтверждения данного заключения и получения количественных оценок влияния на устойчивость клапана режимов течения рабочей среды и соотношения площадей проходного сечения по длине проточной части были осуществлены продувки натурального образца обратного клапана.

Схема экспериментальной установки показана на рис.4. Давление воздуха на входе в клапан задавалось в пределах 1,0...2,0 МПа и контролировалось по манометру 2. Расход воздуха через клапан



Р и с. 4. Схема установки для экспериментального исследования влияния геометрии проточной части в зоне "седло - запорный орган" на устойчивость обратного клапана: 1 - обратный клапан; 2,5 - манометры; 3 - датчик пульсации; 4 - датчик пульсаций; 6 - дроссельная шайба; 7 - ресивер; 8 - соединительный трубопровод

регламентировался сменными дроссельными шайбами 6, установленными на выходе ресивера 7. Объем ресивера выбирался из условия полного сглаживания пульсаций давления, возникающих при неустойчивых режимах работы клапана. Этим обеспечивалась неизменность краевых условий при различных режимах продувки клапана (при различных диаметрах шайбы), что необходимо для однозначного выделения влияния на устойчивость клапана как режимов течения воздуха (при неизменной геометрии проточной части), так и геометрии проточной части (при одинаковых режимах течения воздуха). Возникновение неустойчивых режимов регистрировалось с помощью датчика пульсации 3

типа ЛХБ11А, устанавливаемого непосредственно в корпусе клапана. Вторым датчиком ЛХБ11А контролировался уровень пульсаций давления в ресивере 7.

Вариации геометрии проточной части клапана осуществлялись за счет изменения радиального размера кольцевой щели δ_i .

Эксперименты были проведены для значений δ_i , равных 0,5; 1,0; 1,5 и 3,0 мм. Для оценки влияния характера граничных условий на устойчивость клапана было проведено три серии экспериментов с длинами трубопровода за клапаном L , равными 0,2; 0,5 и 1,0 м.

Эксперимент проводился в следующей последовательности.

При фиксированных радиальном размере кольцевой щели и диаметре дроссельной шайбы δ задавался ряд уровней давления на входе в клапан. На каждом уровне регистрировались температура воздуха, давление в ресивере $P_{РМК}$ и наличие (или отсутствие) пульсаций давления в системе, обусловленных неустойчивой работой клапана. Аналогичные операции выполнялись для тех же уровней давления, но при другом диаметре дроссельной шайбы.

Из полученных данных следовало, что частота проявления неустойчивых режимов тем выше, чем ниже уровень давления в системе и меньше диаметр дроссельной шайбы, регламентирующей расход воздуха через клапан.

На неустойчивых режимах работы клапана частота колебаний давления очень слабо зависела от длины присоединительного трубопровода L , а при изменении уровня давления в системе и диаметра дроссельной шайбы принимала значения от 60 до 200 Гц. Зарегистрированные на неустойчивых режимах амплитуды колебаний давления находились в пределах 0,05...0,3 МПа.

В результате проведенного качественного анализа было установлено, что основными параметрами, определяющими границы области неустойчивых режимов работы клапана, являются:

пропускная способность присоединенной системы

$$\Pi = \frac{G\sqrt{T}}{P_{РМК}}, \quad (1)$$

расходонапряженность клапана

$$\Phi = \frac{G}{F_{щ}}, \quad (2)$$

относительная площадь проходного сечения кольцевой щели

клапана

$$\bar{F}_{щ} = \frac{F_{щ}}{F_c}, \quad (3)$$

где: G - весовой расход через систему; $P_{Ремк}$ - давление в ресивере; $F_{Ц}$ - площадь проходного сечения кольцевой щели клапана; F_0 - площадь седла клапана; T - температура воздуха.

Для практического использования более удобными являются безразмерные параметры:

приведенная пропускная способность системы

$$П_{пр} = \frac{\bar{G}\sqrt{\bar{T}}}{\bar{P}_{Ремк}}, \quad (4)$$

приведенная расходонапряженность клапана

$$\Phi_{пр} = \frac{\bar{G}}{\bar{F}_{Ц}}, \quad (5)$$

где $\bar{G} = \frac{G}{G_0}$, $\bar{T} = \frac{T}{T_0}$, $\bar{P}_{Ремк} = \frac{P_{Ремк}}{P_{Ремк0}}$, $\bar{F}_{Ц} = \frac{F_{Ц}}{F_{Ц0}}$, $G_0, T_0, P_{Ремк0}, F_{Ц0}$ - базовые значения величин.

При обработке данных продувки клапанов за базовые значения величин были приняты следующие: $G_0 = 1$ кг/с; $P_{Ремк0} = 0,1$ МПа, $T_0 = 288$ К, $F_{Ц} = 1 \cdot 10^{-6}$ м².

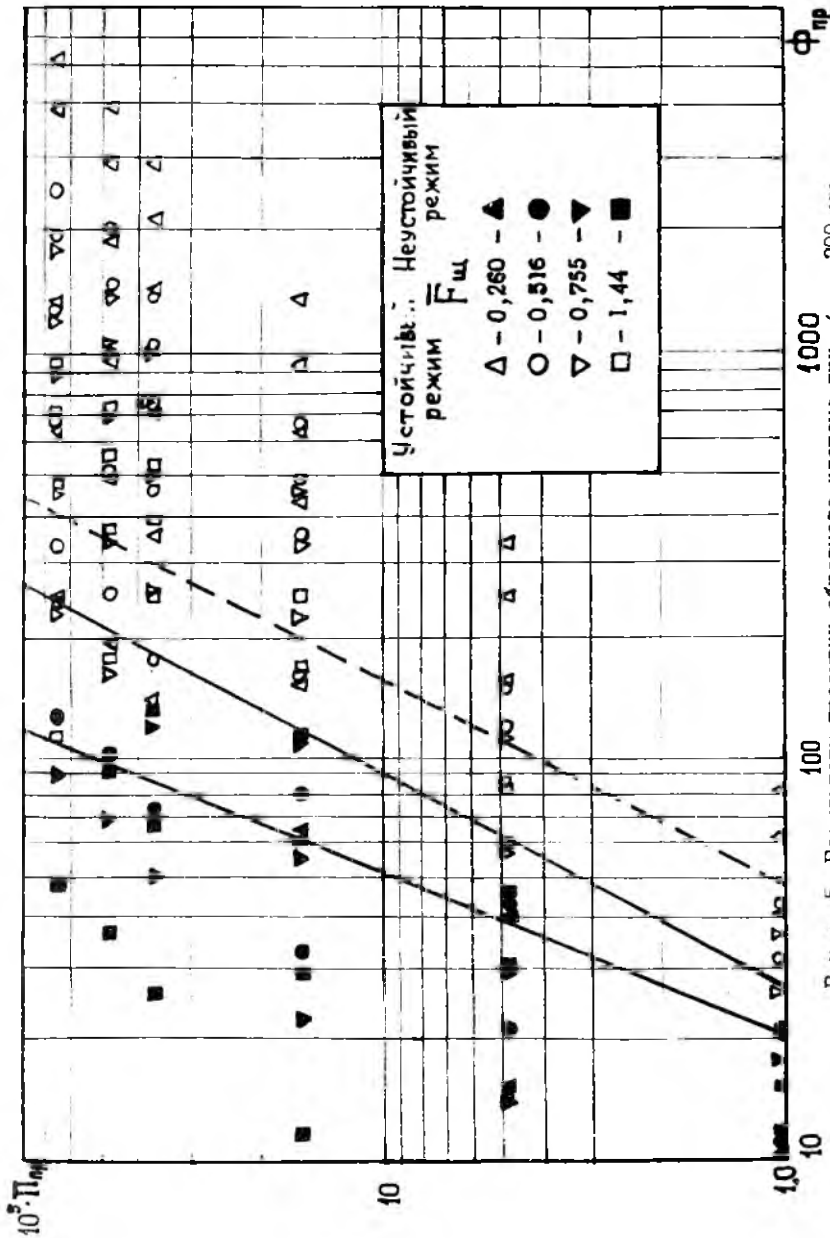
При расчетах параметров $F_{Ц}$, $П_{пр}$, $\Phi_{пр}$ площадь седла клапана принималась равной 176,5 мм²; радиальным размерам кольцевой щели $d_i = 0,5; 1,0; 1,5$ и 3,0 мм соответствовали ее площади проходного сечения 46,3; 91; 133 и 254 мм²; площади проходного сечения дроссельных шайб равнялись 0,785; 3,14; 12,56; 28,3; 38,5; 50,3 мм². Результаты обработки экспериментов приведены на рис. 5.

Как следует из приведенных данных, в исследованной области режимов течения и конструктивных параметров можно четко выделить зоны устойчивых и неустойчивых режимов работы клапана.

Эти зоны разделяются переходной полосой конечной ширины, наличие которой, естественно, и обусловлено различными случайными факторами - флуктуациями режимных параметров и сил сухого трения, погрешностями измерений и т.п.

Зона устойчивых режимов соответствует большим значениям расходонапряженности клапана; ее ширина увеличивается с уменьшением пропускной способности присоединенной системы и практически не зависит от соотношения площади проходного сечения кольцевой щели и площади седла клапана.

Характер влияния режимов течения и геометрии проточной части аналогичен полученному на моделях и свидетельствует о том, что одним из способов повышения запасов устойчивости обратного клапана



Р и с. 5. Результаты продувки обратного клапана при $L = 200$ мм

может служить уменьшение площади проходного сечения кольцевой щели.

В связи с тем, что зоны устойчивой и неустойчивой работы клапана незначительно (в пределах погрешности эксперимента) изменяют свои границы при существенном изменении динамических характеристик присоединенной системы (изменение длины L), можно полагать, что полученные данные имеют для обследованной геометрии проточной части клапанов обобщающий характер и могут быть использованы при их проектировании.

На основании обработки данных эксперимента было определено уравнение разделительной линии (см. рис. 5 - штриховая прямая линия), справа от которой для различных длин присоединительных трубопроводов " L " отсутствуют неустойчивые режимы работы клапана.

Уравнение этой линии имеет вид

$$\Pi_{np} = 4,2 \cdot 10^{-9} \Phi_{np}^2 \quad (6)$$

Условие устойчивости выполняется при условии

$$\Phi_{np} \geq 17 \cdot 10^3 \sqrt{\Pi_{np}} \quad (7)$$

На основании формулы (7) при известных пропускной способности и величине расхода через систему можно назначать размер кольцевой щели клапана из условий обеспечения его устойчивой работы.

В соответствии с формулами (5), (7) и принятыми базовыми значениями параметров, площадь проходного сечения кольцевой щели определяется из соотношения

$$\bar{F}_{щ} \leq \frac{\bar{G}}{17 \cdot 10^3 \sqrt{\Pi_{np}}} \quad (8)$$

Л и т е р а т у р а

Г. Ч ж е н П. Отрывные течения. Т. I. - М.: Мир, 1972. - 299 с.