

## ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

629.7.036.3

### ДВУХКОМПОНЕНТНАЯ ФОРСУНКА ВНУТРЕННЕГО СМЕШЕНИЯ С КОМПЛАНАРНЫМИ КАНАЛАМИ

Д-р техн. наук, проф. Ф.В. ПЕЛЕВИН, канд. техн. наук А.А. МАРТИРОСЯН, асп. В.М. ЧЕРКИНА

*Представлены результаты экспериментальных исследований гидравлических характеристик двухкомпонентной газожидкостной форсунки внутреннего смешения с компланарными каналами. Получены зависимости для определения коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициента расхода газожидкостной форсунки. Определено влияние угла взаимного пересечения каналов и их числа в форсунке на величину расходного комплекса и полноту сгорания топлива.*

*This paper presents the results of experimental investigation into hydraulic characteristics of a bipropellant gas-liquid internal mixing injector with coplanar channels. Relations to define a hydraulic resistance coefficient and flow factor for a gas-liquid injector have been obtained. The effect of channels intersection angle and their number in the injector on the flow rate value and propellant efficiency has been determined. The calculation procedure for the injector with coplanar channels has been developed.*

С высокими ценами на нефть становится все более актуальным повышение полноты сгорания углеводородного топлива и, следовательно, экономичность тепловых двигателей и камер сгорания различного назначения. Улучшая полноту сгорания, мы не только экономим топливо, но и улучшаем экологическую ситуацию.

Хорошо известны различные типы струйных, центробежных одно- и двухкомпонентных форсунок [1]. Каждая форсунка имеет свои преимущества, недостатки и область применения. Но постоянное стремление улучшить полноту сгорания топлива при малых перепадах на форсунке заставляет конструкторов разрабатывать новые и модернизировать известные типы форсунок, например с компланарными каналами [2]. Известно [3,4], что тракты с компланарными каналами интенсифицируют теплоотдачу за счет взаимной подкрутки струй, турбулизации потока даже при малых числах Рейнольдса. Данных о применении их в газожидкостных форсунках внутреннего смешения практически нет, хотя высокая турбулизация потока, даже при малых скоростях движения топлива в компланарных каналах, способствует интенсивному смешению компонентов.

#### Результаты гидравлических испытаний

Исследования проводились на 6-ти экспериментальных моделях с углами взаимного пересечения каналов  $2\beta$  60°, 90°, 110° и числом парных каналов  $N$  6, 10 и 17. Размеры каналов не варьировались и составляли 2×4 мм. Такие размеры каналов выбраны исходя из рекомендаций [3].

При размерах каналов менее 2×2 мм смесеобразование ухудшается, что косвенно подтверждается результатами исследования интенсификации теплообмена в компланарных



каналах в зависимости от их абсолютных размеров. При малых размерах каналов в них затруднено вихреобразование, что приводит к ухудшению смесеобразования.

Компланарные каналы выполнены симметричными. Влияние ассиметрии каналов на коэффициент гидравлического сопротивления не исследовалось. Число Рейнольдса изменялось от  $10^2$  до  $10^5$ .

Экспериментальные исследования (теневым методом и методом фотографирования) показали, что угол факела распыла форсунки  $2\alpha$  зависит только от угла взаимного пересечения каналов  $2\beta$  (наблюдалось приближительное равенство этих углов). Исключение — перепады давления на форсунке  $\Delta P < 0,01$  МПа, при которых факел прилипает к торцу форсунки ( $2\alpha \approx 180^\circ$ ). Причина — сильные обратные токи и малая осевая составляющая скорости истечения.

Экспериментально была определена минимальная длина компланарных каналов, при которой на выходе из форсунки поток имеет полностью сформировавшуюся вихревую структуру. Для этого по длине компланарного тракта вихревых форсунок были установлены отборники давления диаметром 0,5 мм, соединенные с батареей водяных дифференциальных манометров. В каждой экспериментальной модели было установлено 5 отборников давления.

Установлено, что протяженность начального участка, после которого имеет место установившийся вихревой поток, равна 2,5—3 поясам взаимного пересечения каналов. После прохождения этого участка газожидкостной поток полностью формируется и коэффициент гидравлического сопротивления практически не меняется. Дальнейшее увеличение длины компланарных каналов приводит только к увеличению гидравлических потерь без какого-либо изменения структуры вихревого потока.

В результате обработки и обобщения экспериментальных данных была получена эмпирическая формула для определения коэффициента гидравлического сопротивления в компланарных каналах вихревой газожидкостной форсунки

$$\xi = 1,44 - 0,034 \ln \text{Re} + 3,39(2\beta).$$

Погрешность аппроксимации не более 3%. Как видно из формулы, на коэффициент гидравлического сопротивления влияют число Рейнольдса и угол  $2\beta$ . Влияние числа каналов  $N$  учитывается числом Рейнольдса. С увеличением  $\text{Re}$  коэффициент гидравлического сопротивления уменьшается, а при увеличении  $2\beta$  — растет. При постоянном числе Рейнольдса с увеличением  $N$  наблюдается уменьшение  $\xi$ .

Обработка экспериментальных данных проводилась по методике, представленной в [3]. Коэффициент гидравлического сопротивления определялся как

$$\xi = (2d\Delta P_i) / (\Delta X_i \rho W^2),$$

где  $d$  — эквивалентный гидравлический диаметр канала;  $\Delta P_i$  — перепад давления на  $i$ -ом мерном участке;  $\Delta X_i$  — расстояние между отборниками давления;  $\rho$  — плотность газожидкостной смеси;  $W$  — скорость течения смеси.

Число Рейнольдса определялось по формуле

$$\text{Re} = md / F\mu,$$

где  $m$  — суммарный секундный расход газожидкостной смеси;  $F$  — площадь проходного сечения форсунки;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости смеси.

Плотность и вязкость смеси определялись по [5]. Плотность

$$\rho = \chi \rho_{\text{ж}} + (1 - \chi) \rho_{\text{г}}$$

где  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{г}}$  — плотность жидкости и газа, соответственно;  $\chi = m_{\text{ж}} / m_{\text{г}}$  — массовое содержание жидкости в смеси, динамическая вязкость



$$\mu = \chi\mu_{ж} + (1 - \chi)\mu_{г}$$

где  $\mu_{ж}$ ,  $\mu_{г}$  — коэффициенты динамической вязкости жидкости и газа соответственно.

Эксперименты показали, что с увеличением перепада давления на форсунке расход смеси увеличивается; с увеличением угла  $2\beta$  и при постоянном расходе топлива увеличивается перепад давления на форсунке. С увеличением числа каналов  $N$  (при постоянном расходе) необходимый перепад давления уменьшается.

Путем обобщения экспериментальных данных для вихревых форсунок и использования известных из гидрогазодинамики зависимостей была получена эмпирическая формула для расчета коэффициента расхода

$$\mu_{\phi} = 1/[2,444 - 0,034 \ln Re + 3,39(2\beta)]^{0,5},$$

где угол  $\beta$  — в радианах.

Расход через форсунку можно определить по формуле

$$m = \mu_{\phi} F (2\Delta P \rho)^{0,5}.$$

Экспериментально установлено, что вихревые форсунки с компланарными каналами устойчиво работают при малых перепадах давления  $\Delta P > 0,01$  МПа. Вихревая форсунка является малоперепадной с высоким коэффициентом расхода. При постоянном числе Рейнольдса коэффициент расхода увеличивается с уменьшением угла  $2\beta$ . Так, для  $Re = 400$  при угле  $2\beta = 60^\circ$  коэффициент  $\mu_{\phi} = 0,4$ ; при  $2\beta = 90^\circ$   $\mu_{\phi} = 0,37$ ; при  $2\beta = 110^\circ$   $\mu_{\phi} = 0,33$ .

Для сравнения эффективности вихревой форсунки параллельно была испытана штатная центробежная газожидкостная форсунка. При одном и том же перепаде давления на форсунках коэффициенты расхода у центробежной форсунки были по трактам жидкости  $\mu_{\phi} = 0,24 \dots 0,28$ , газа  $\mu_{\phi} = 0,11 \dots 0,12$ . Эти результаты указывают на высокую эффективность форсунки с компланарными каналами по сравнению с центробежными форсунками, применяемыми в настоящее время.

### Результаты огневых исследований

Для проведения огневых исследований использовалась термодинамическая установка, позволяющая измерять расходы горючего и окислителя, давление в камере сгорания, перепады давления по трактам горючего и окислителя, тягу двигателя, а также разность температур воды на входе и выходе из охлаждающего тракта. Погрешности измерения расходов горючего и окислителя не превышали 1,5% и 3% соответственно, давлений — 3%, тяги двигателя — 10%, разности температур — 5%.

Экспериментальное значение расходного комплекса определялось по формуле

$$\beta_{\Sigma} = p_{к} F_{кр} / m_{\Sigma}$$

где  $m_{\Sigma} = m_{ок} + m_{г}$  — суммарный расход,  $p_{к}$  — давление в камере сгорания,  $F_{кр}$  — площадь критического сечения камеры.

Теоретическое значение расходного комплекса определялось термодинамическим расчетом с учетом потерь на водяное охлаждение двигателя. Коэффициент камеры  $\phi_{\beta}$  находим по зависимости

$$\phi_{\beta} = \beta_{\Sigma} / \beta_{т}$$

Огневые испытания вихревой форсунки с компланарными каналами подтвердили ее высокую эффективность.



Экспериментальные исследования показали, что число парных каналов  $N$  и угол их взаимного пересечения оказывают существенное влияние на качество рабочего процесса экспериментального двигателя. Так, при  $K_m = 1$  и увеличении угла  $2\beta$  с  $60^\circ$  до  $110^\circ$  при постоянном числе парных каналов  $N = 10$  значение расходного комплекса увеличилось с 1440 до 1570 м/с, а коэффициента камеры с 0,88 до 0,96. Однако при угле взаимного пересечения каналов  $2\beta = 110^\circ$  наблюдалось термическое разрушение форсунок – следствие уменьшения осевой составляющей скорости истечения и интенсивных обратных токов. Поэтому оптимальным, с точки зрения безопасной работы и получения высоких удельных параметров, признан угол взаимного пересечения каналов  $2\beta = 90^\circ$ .

Однозначное влияние на качество рабочего процесса в камере сгорания двигателя оказывает и число парных каналов. Так, при увеличении их числа с 6 до 17 при постоянном угле  $2\beta = 60^\circ$  значение расходного комплекса возросло с 1440 до 1660 м/с, а коэффициента камеры — с 0,88 до 0,99. Это связано с улучшением равномерности распределения компонентов по сечению камеры сгорания. Поэтому при прочих равных условиях необходимо выбирать максимально возможное число парных каналов.

Результаты исследования двухкомпонентной центробежной форсунки показали, что при тех же начальных условиях коэффициент камеры не превышает 0,82.

Таким образом, проведенные исследования двухкомпонентной форсунки внутреннего смешения с компланарными каналами показали целесообразность их применения в качестве высокоэффективных смесительных элементов тепловых двигателей и камер сгорания различного назначения.

### Выводы

1. Разработана конструкция двухкомпонентной форсунки внутреннего смешения с компланарными каналами.

2. Получены зависимости для определения коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициента расхода газожидкостной форсунки.

3. Определено влияние угла взаимного пересечения каналов и их числа в форсунке на величину расходного комплекса и полноту сгорания топлива.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Добровольский М. В. Жидкостные ракетные двигатели. — М.: Машиностроение, 1968. — 396 с.
2. А.С. № 1153598 СССР. Пневматическая форсунка для огнеструйной горелки / А.М. Грушенко, С.В. Безуглый, В.В. Спесивцев, А.П. Фурсов // Бюллетень изобретений. — 1983. — № 12. — С. 28.
3. Орлин С. А., Поснов С. А., Пелевин Ф. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в щелевых трактах с компланарными каналами // Известия вузов. Машиностроение. — 1984. — № 2. — С. 78—84.
4. Говард К. П. Характеристики теплопередачи и гидравлического сопротивления теплообменных поверхностей со скошенными каналами // Энергетические машины и установки. — 1965. — № 1. — С. 85—101.
5. Хьюнт Дж., Холл-Гейлор Н. Кольцевые двухфазные течения. Пер с англ. — М.: Энергия, 1974. — 408 с.