

УДК 629.7.036.22.001 (024)

Канд. техн. наук А. А. Панченко, канд. техн. наук М. А. Катренко,
С. А. Белогулов, канд. техн. наук Л. В. Пронь

Днепропетровский национальный университет, г. Днепропетровск

ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ СИСТЕМ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ РАКЕТНЫХ И РАКЕТНО-ПРЯМОТОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Излагаются результаты экспериментальных и теоретических исследований систем подачи топлива в камеру сгорания ЖРД и РПД на основе центробежных насосов с пористыми кольцами. Определены диапазоны возможного дросселирования двигателя. Предложен параметр устойчивости подачи жидкости.

Ключевые слова: система подачи топлива, двигатель, гидравлическое сопротивление, устойчивость, характеристики, перепад давления.

Введение

Создание двигателя, в котором система подачи компонентов топлива способна работать на режимах глубокого дросселирования, представляет интерес, как в научном, так и практическом плане. Область применения такого двигателя весьма широка и охватывает космические и аэрокосмические летательные аппараты.

Предлагается система подачи компонентов, состоящая из центробежного насоса и пористого кольца, установленного на выходе из рабочего колеса, размещенного в камере сгорания, которая не содержит форсуночного блока. По сравнению с конструкцией системы подачи, в которой используются регулируемые форсунки, она более проста в изготовлении, применении и эксплуатации.

Цель исследования

Целью проведенного исследования являлось:

- проведение теоретических и экспериментальных исследований для определения границ работоспособности системы подачи топлива в камеру сгорания жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) и ракетно-прямоточного двигателя (РПД) центробежным насосом с пористыми кольцами;

- экспериментальное исследование границ устойчивости подачи компонентов топлива в камеру сгорания, при дросселировании системы.

Анализ литературных источников

Применение комбинированной системы подачи компонентов топлива с использованием центробежных насосов имеет более чем семидесятилетнюю историю. Однако практическая реализация этого способа подачи компонентов свя-

зана с технологическими, конструктивными и эксплуатационными трудностями. Одним из примеров практического применения комбинированной системы подачи компонентов было осуществлено фирмой Мессершмит Бельков Блом (МББ), турбонасосный агрегат которой представлен на рис. 1 [1, 2].

В работе [3] предлагается распыление топлива центробежным насосом, помещенным в камеру сгорания, при этом удалось совместить функции распыления и подачи жидкости в одном узле. В работе [4] предлагается объединить центробежный насос и смесительную головку жидкостного газогенератора в один вращающийся узел, что даст возможность уменьшить массовые характеристики системы подачи и упростить конструкцию.

Варьированием параметрами пористого кольца можно предотвратить проникновение продуктов сгорания на вход в рабочее колесо насоса.

Для жидкостных ракетных и комбинированных, ракетно-прямоточных двигателей практическое использование такой схемы системы подачи жидких компонентов топлива привлекательно,

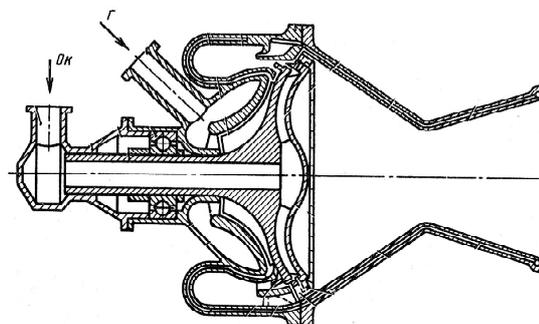


Рис. 1. Турбонасосный агрегат фирмы МББ [2]

в приложении увеличения диапазона регулирования подачи топлива в камеру сгорания, связанного, например, с изменением высоты или скорости полета.

Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились в несколько этапов. На первом этапе исследовались фильтрационные характеристики пористых тел и их анизотропных свойств. Принципиальная схема экспериментального участка установки представлена на рис. 2.

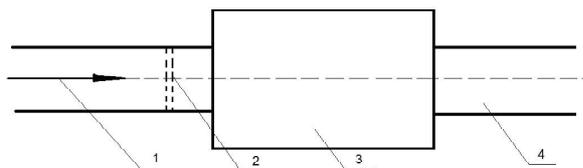


Рис. 2. Экспериментальный участок проливков сеток: 1 - поток жидкости, 2 - пористое тело, 3 - гидросопротивление, в виде сложного технического агрегата, 4 - выходной патрубков

В эксперименте измерялось изменение статического давления до установленного пористого тела и после сложного технического агрегата, в выходном патрубке, и массовый расход. В качестве сложного технического агрегата может быть принят любой агрегат в гидравлической системе, например жидкостный газогенератор ЖРД.

Экспериментально получено, что при установке пористого тела в магистрали подачи жидкости, не смотря на введение дополнительного гидросопротивления, суммарные гидравлические потери в узле уменьшаются, что и подтверждают данные, полученные в [7, 9]. Характерной особенностью при использовании пористого тела является влияние угла натекания потока рабочего тела на пористое тело, расположенное в канале. В экспериментальных исследованиях в качестве пористого тела, использовался пакет из сеток с различной ячеистостью.

Полученные результаты подтверждают, что при использовании пористых тел, учет анизотропных свойств установленного в магистраль пористого тела позволяет получить уменьшение суммарных гидравлических потерь по гидравлическому тракту, по сравнению с узлом без него [8].

Полученные результаты этого этапа позволили создать конструкцию узла вращения с пористым телом, имеющего минимальное гидравлическое сопротивление. На втором этапе были исследованы напорно-расходные и кавитационные характеристики радиальных рабочих колес, которые представлены на рис. 3, 4.

В экспериментальных исследованиях проводились измерения следующих параметров: частоты вращения, массового расхода рабочего тела,

статических и полных давлений на входе и выходе из рабочих колес, температуры жидкости.

На третьем этапе была исследована дисперсность капель распыленной жидкости рабочим колесом насоса с пористыми вставками. Измерения распределения размеров капель жидкости производились следующим образом.

Устройство, для измерений распределений и размеров капель представляло из себя затвор, по принципу действия аналогичное затвору фотоаппарата. Размер окна приемника составлял 30 × 30 мм. Внутренняя поверхность окна была покрыта белой краской, после чего покрывалась сажей.

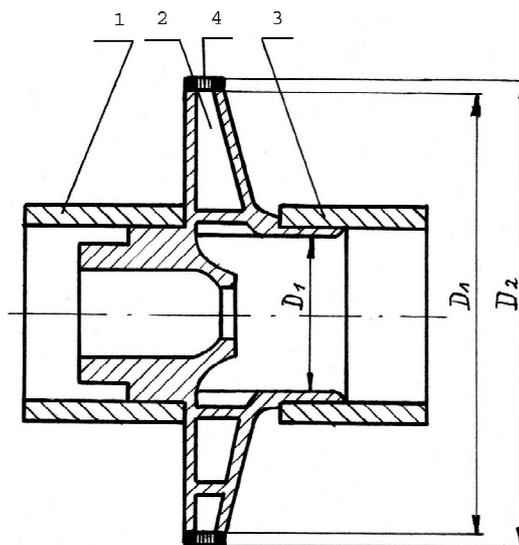


Рис. 3. Рабочее колесо центробежного насоса: 1 - заднее уплотнение, 2 - рабочее колесо, 3- переднее уплотнение, 4 - пористое кольцо

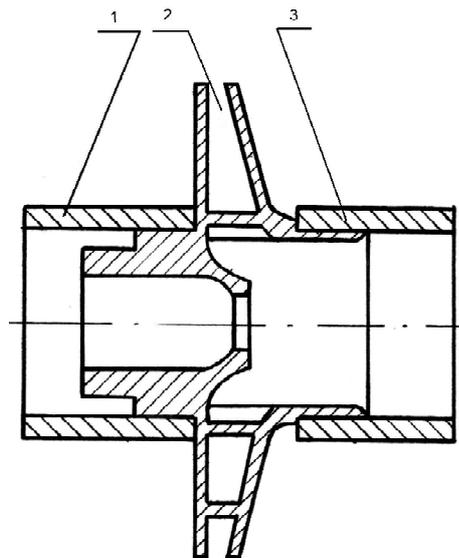


Рис. 4. Рабочее колесо центробежного насоса: 1 - заднее уплотнение, 2 - рабочее колесо, 3 - переднее уплотнение

При фронтальном расположении, по отношению к потоку распыляемой жидкости, шторки затвора открывались на 0,3 секунды. На внутренней закопченной поверхности окна, капли жидкости создавали белые следы, размеры и количество которых измерялись. Получено, что средний размер капель на расчетной частоте вращения рабочего колеса составляет 30–40 микрон, что является приемлемым, согласно [5].

Анализ полученных результатов

Известно, что на частицу жидкости при ее движении в поле центробежных сил и противодействующих сил давления газа, в условиях гравитации действует еще сила тяжести. Сила тяжести искривляет поверхности раздела фаз жидкость-газ на выходе из рабочего колеса. Экспериментально получено, что для устойчивой подачи жидкости в потенциальном поле центробежных сил, необходимо создать устойчивое жидкостное кольцо, которое будет препятствовать нарушению сплошности подаваемой жидкости, как показано на рис. 5.

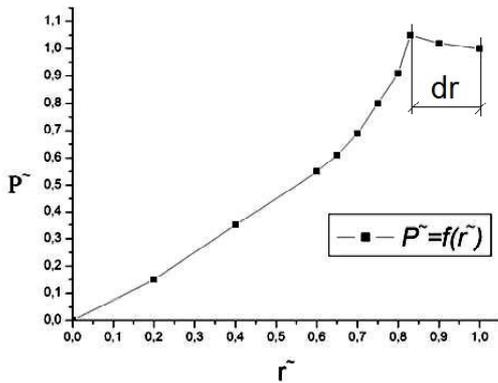


Рис. 5. Зависимость относительного статического давления от относительного радиуса рабочего колеса

Создать такое кольцо сплошной жидкости возможно, если на участке dr изменить направление градиента статического давления или создать условия, чтобы он был равен нулю. В конструкции рабочего колеса, для достижения этой цели, на выходе проточная часть канала подачи жидкости должна иметь по радиусу убывающий участок. Градиент статического давления

$$\frac{d(\overline{P_{CT}}(r))}{dr},$$

в общем случае течения жидкости, зависит от вязкостного α и инерционного β – коэффициентов сопротивления пористого тела, коэффициента динамической вязкости жидкости m , плотности среды ρ и скорости фильтрации жидкости в пористом теле W_ϕ и определяется по зависимости:

$$\frac{d(\overline{P_{CT}}(r))}{dr} = \alpha \cdot \mu \cdot W_\phi + \rho \cdot \beta \cdot W_\phi^2. \quad (1)$$

Для определения величины градиента статического давления между входным сечением в рабочем колесе и полостью камеры сгорания, рабочие колеса проливались в неподвижном состоянии.

По данным эксперимента перепад статического давления определялся как разность между общим перепадом и перепадом на рабочем колесе, не имеющем пористое кольцо.

Результаты эксперимента представлены на рис. 6.

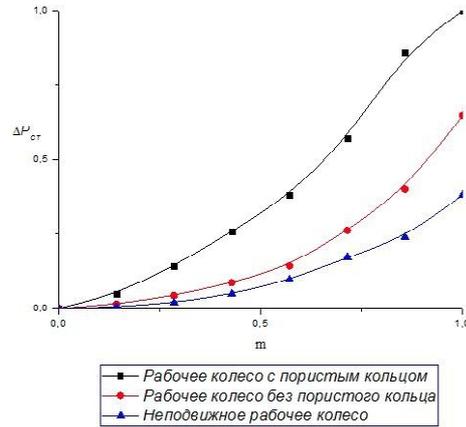


Рис. 6. Зависимость относительного перепада статического давления $\Delta \overline{P_{CT}}$ от массового расхода m

Фильтрационные характеристики пористых колес насосов были подобраны таким образом, чтобы давление жидкости уменьшалось с увеличением радиуса колеса, не смотря на прирост давления за счет центробежных сил. На рис. 7 представлены результаты проведенных экспериментальных исследований, с целью определения относительного перепада давления в колесе от относительного массового расхода жидкости.

В данных исследованиях угловая скорость вращения поддерживалась постоянной, а массовый расход уменьшался, чем моделировался процесс дросселирования камеры сгорания.

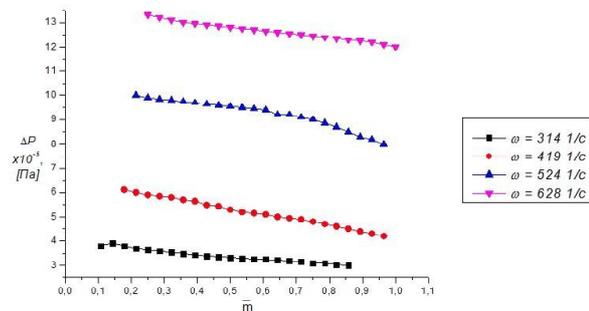


Рис. 7. Зависимость относительного перепада статического давления $\Delta \overline{P_{CT}}$ от относительного массового расхода жидкости \overline{m}

Крайние левые точки, полученные в результате эксперимента, являются границей минимального массового расхода, при котором подача и распыление жидкости в камеру было устойчивым. При меньших расходах газ из камеры прорывался на вход в рабочее колесо насоса, и подача жидкости срывалась в результате образования газовой полости во втулочной области.

Из полученных характеристик следует, что глубина дросселирования камеры сгорания уменьшается, с увеличением частоты вращения ротора насоса. Так, при увеличении частоты вращения с 314 1/с до 628 1/с уменьшение глубины дросселирования по расходу составило с 12 до 3 раз.

Предлагается параметр, который характеризует устойчивость подачи жидкости рабочим колесом в полость с противодавлением, и показывающий соотношение между градиентом статического давления и давлением, создаваемым центробежными силами в виде

$$B = \frac{d(\overline{P_{ст}}(r))}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r} \quad (2)$$

Влияние предлагаемого параметра B на устойчивость подачи жидкости в камеру сгорания хорошо подтверждается экспериментально [9]. На рис. 8 представлена зависимость параметра устойчивости B от относительного массового расхода \bar{m} .

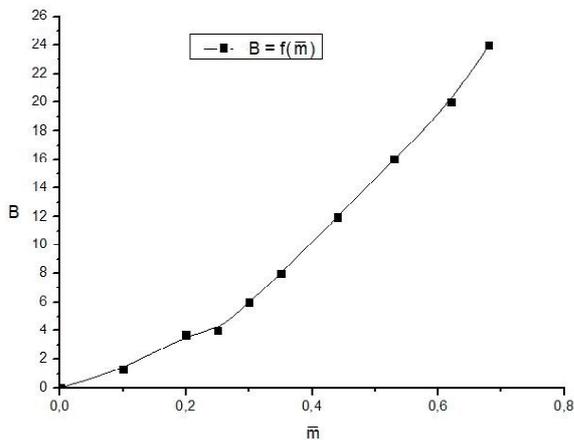


Рис. 8. Зависимость параметра B от относительного массового расхода \bar{m}

Из рис. 7 видно, что при $\omega = 628$ 1/с минимальный относительный массовый расход составил 0,25. При этом относительном расходе перепад давления на участке пористого кольца составил 32000 Па. Вычисляя значение параметра B получим $B = 1,08$.

Выводы

При $B > 1$, уменьшение давления за счет ускорения жидкости превышало увеличение давления от центробежных сил, подача жидкости в камеру сгорания устойчива.

При $B < 1$ наблюдался прорыв газов из камеры сгорания в полость на выходе из рабочего колеса, подача жидкости прекращается.

При $B = 1$ перепад давления, вызванный ускорением жидкости, равен перепаду давления от центробежных сил, подача жидкости предполагалась теоретически и подтверждается на практике.

Список литературы

1. Патент № 2058583 (ФРГ). Устройство для подачи самовоспламеняющихся топлив в камеру сгорания РД. МКИ F02K9/02. Бюл. № 13, 1974 г.
2. Михайлов В. В. Дросселируемые жидкостные ракетные двигатели / В. В. Михайлов, В. Г. Базаров — М. : Машиностроение, 1985. — 106 с.
3. Патент № 1358085 (Великобритания).
4. Патент № 2536599 (США) кл. 60-35.6 Управляемая паром вращающаяся камера сгорания, 1951.
5. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / [А. П. Васильев, В. М. Кудрявцев, В. А. Кузнецов и др.]. — М. : Высшая школа, 1975. — 656 с.
6. Овсянников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. — М. : Машиностроение, 1971. — 539 с.
7. Шенх Х. Теория инженерного эксперимента / Шенх Х. — М. : Мир, 1972. — 381 с.
8. Подача топлива в камеру сгорания двигателя / [С. А. Белогуров, Ю. В. Дронов, М. А. Катренко и др.] : Международная конференция «Передовые космические технологии на благо человечества». 18–20 апреля. — Днепропетровск, Украина. — 2009.
9. Некоторые результаты экспериментальных исследований дросселирования двигателя / [С. А. Белогуров, Ю. В. Дронов, М. А. Катренко и др.] : I-й украинский семинар по аэрокосмической технике, Днепропетровск 2009.
10. Аравин В. И. Теория движения жидкостей и газов в недеформируемой пористой среде / В. И. Аравин, С. Н. Нумеров. — М. : Гостехиздат, 1953. — 616 с.

Поступила в редакцию 18.10.2012

Панченко А.А., Катренко М.О., Белогуров С.О., Пронь Л.В. Теоретично-експериментальні дослідження комбінованих систем постачання пального в камеру згоряння ракетних та ракетно-прямоточних двигунів

Викладаються результати експериментальних і теоретичних досліджень систем постачання палива в камеру згоряння РРД та РПД на основі відцентрових насосів з пористими кільцями. Визначено діапазони можливого дроселювання двигуна. Запропоновано параметр стійкості постачання рідини.

Ключові слова: система постачання пального, двигун, гідравлічний опір, стійкість, характеристики, перепад тиску.

Panchenko A., Katrenko M., Belogurov S., Pron L. Theoretical and experimental research of combined systems of fuel supply in combustion chambers of rocket and ram-rocket engines

Given in the paper are the results of experimental and theoretical research of systems supplying fuel in combustion chamber of liquid-propellant engine and ram rocket engine based on centrifugal pumps with porous rings. Ranges of possible engine throttling are determined. Fuel supply stability parameter is presented.

Key words: fuel supply system, engine, hydraulic resistance, stability, performance, pressure differential.