

УДК 621.671

А.А. Панченко, М.А. Катренко, А.Т. Кудреватых

*Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара, Днепропетровск*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

*Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамических радиальных уплотнений для агрегатов систем подачи топлива двигателей летательных аппаратов. Рассматриваются математические модели динамических пористых уплотнений агрегатов питания тепловых двигателей, методы решения и сравнение расчетных результатов с результатами экспериментальных исследований. Показана адекватность расчетных моделей.*

**Ключевые слова:** уплотнение, жидкость, перепад давления, скорость, расход, утечки.

### Введение

Данная работа является продолжением исследований проведенных авторами и изложенными в работах [1 - 3]. Известно, что уменьшение расхода утечек через уплотнительные устройства в реактивных двигателях, системах подачи компонентов топлива и пр., увеличивает расходный КПД и как следствие суммарный КПД. Поэтому исследование физических явлений связанных с возникновением утечек рабочего тела в уплотнениях, разработка методов повышения герметичности уплотнительных узлов является важной, актуальной задачей.

**Целью исследования** являлось проведение сопоставительного анализа теоретической модели возникновения и величин утечек рабочего тела через радиальные динамические уплотнения в агрегатах и узлах двигателей летательных аппаратов и экспериментальных исследований.

### Теоретические предпосылки и математическая модель

Для уплотнения валов агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей применяются гидродинамические радиальные уплотнения, примером которых может быть импеллер. В лопастных импеллерах, установленных с осевым зазором, существует система вихрей, которая является причиной утечек. В импеллере, установленном в корпусе с некоторым зазором существует меридиональный вихрь. Причиной появления этого вихря является разность окружных скоростей жидкости в пазах импеллера и в осевом зазоре. В пазах импеллера жидкость имеет значения окружной скорости больше, чем в зазоре, следовательно, на частицы жидкости в пазах действует большая центробежная сила. Кроме этого, в пазах импеллера существует радиальный вихрь, природа которого для течения жидкости в канале за плохо обтекаемым телом изложена в [4, 3, 1]. Из теории импеллеров известно, что на границе раздела

фаз в пазах импеллера имеет место так называемый «перекося» поверхности жидкости. Наличие перекося поверхности жидкости и радиального вихря, как предполагается в [5], является причиной негерметичности гидродинамических уплотнений [1]. На этом предположении строится теория герметичности гидродинамических уплотнений, а также предлагаются функциональные зависимости для определения величин утечек в них. При расчете движения рабочих тел в полостях пористых уплотнений использована теория фильтрации.

Для проведения расчетов использована расчетная схема пористых уплотнений представленная на рис. 1.

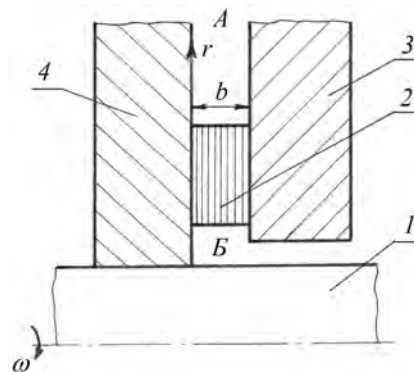


Рис. 1. Расчетная схема уплотнения

Пористое кольцо 2 установлено на вращающейся детали 4, закрепленной на валу 1 и непосредственно находится в контакте с неподвижной деталью 3. При равенстве перепада давления от центробежных сил и разности давлений между полостями А и Б перетечки рабочего тела равны нулю. Когда перепад давления между А и Б превышает перепад от центробежных сил, тогда появляются перетечки рабочего тела, величина которых зависит от сопротивления пористого кольца. В общем случае система уравнений, описывающая движение рабочего тела в пористом уплотнении, имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} &= R_{Cr} \cdot m - \frac{1}{m} \cdot V_r \cdot \frac{\partial V_r}{\partial r} - \\ &\quad - \frac{1}{m} \cdot \frac{V_\varphi^2}{r} - \frac{1}{m} \cdot \frac{V_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \varphi}; \\ \frac{1}{m} \cdot V_r \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{m} \cdot \frac{V_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} &= \\ &= R_{C\varphi} \cdot m - \frac{1}{m} \cdot \frac{V_r \cdot V_\varphi}{r}; \\ \frac{\partial}{\partial r}(r \cdot V_r) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} &= 0, \end{aligned}$$

где  $V_r$  и  $V_\varphi$  – радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости фильтрации рабочего тела;

$P$  – давление;

$r$  и  $\varphi$  – полярные координаты;

$R_{Cr}$  и  $R_{C\varphi}$  – проекции массовой силы сопротивления  $R_c$  пористого кольца на радиальное и окружное направления;

$\rho$  – плотность рабочего тела;

$m$  – пористость уплотнения.

Для случая течения газовой среды в динамическом радиальном уплотнении, система уравнений может быть записана в виде:

$$\begin{cases} \frac{1}{m} \cdot V_r \cdot \frac{dV_r}{dr} - \frac{1}{m} \cdot \frac{V_\varphi^2}{r} = -\frac{m}{\rho} \cdot \frac{dP}{dr} + R_{Cr} \cdot m; \\ \frac{1}{m} \cdot V_r \cdot \frac{dV_\varphi}{dr} + \frac{1}{m} \cdot \frac{V_r \cdot V_\varphi}{r} = -R_{C\varphi} \cdot m; \\ \frac{d}{dr}(r \cdot \rho \cdot V_r) = 0; \\ p = \rho \cdot R \cdot T, \end{cases}$$

где  $R$  – газовая постоянная;

$T$  – температура.

Система уравнений, описывающая движение жидкости в пористом динамическом уплотнении решалась методом Рунге-Кутты.

Граничные условия:

$$r = r_A;$$

$$p = p_A; \quad V_\varphi = 0;$$

$$r = r_B; \quad p = p_B,$$

здесь  $r_A$  и  $r_B$  – наружный и внутренний радиусы пористого кольца;  $p_A$  и  $p_B$  – давление в полостях А и Б соответственно. Результаты проведенных расчетов представлены на рис. 2, 3.

Для проверки полученных результатов расчетов, создана модель динамического пористого импеллера и проведены численное моделирование с использованием пакета Flow Simulation Solid works 15.

На рис. 4 – 7 представлены результаты проведенных расчетов.

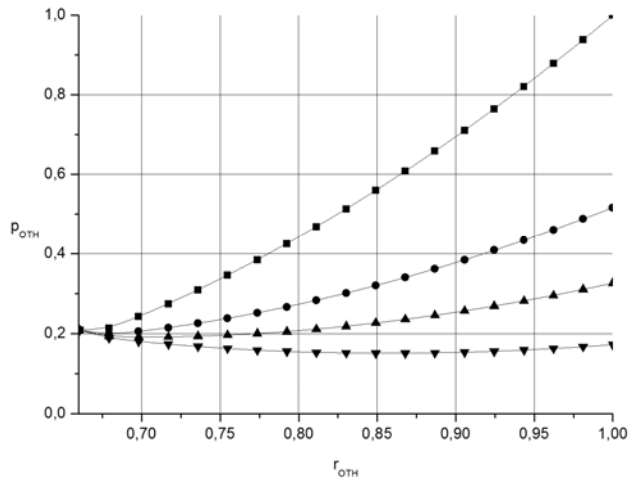


Рис. 2. Зависимости относительного давления от относительного радиуса импеллера.

■ -  $\omega = 837,3$  1/c; ● -  $\omega = 628$  1/c;  
▲ -  $\omega = 523$  1/c; ▼ -  $\omega = 418,7$  1/c

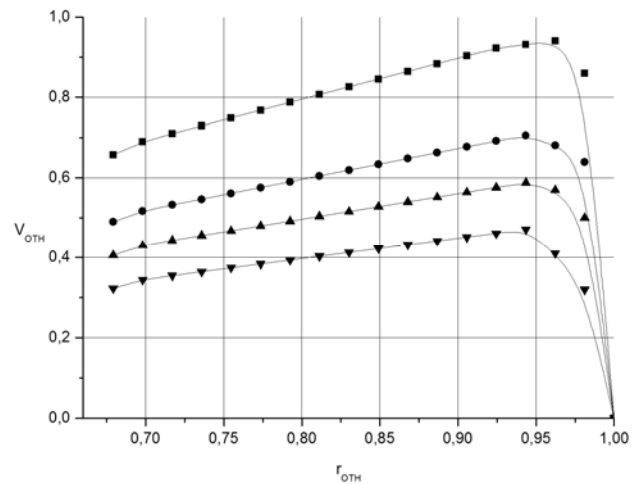


Рис. 3. Зависимости относительной скорости жидкости от относительного радиуса импеллера.

■ -  $\omega = 837,3$  1/c; ● -  $\omega = 628$  1/c;  
▲ -  $\omega = 523$  1/c; ▼ -  $\omega = 418,7$  1/c.

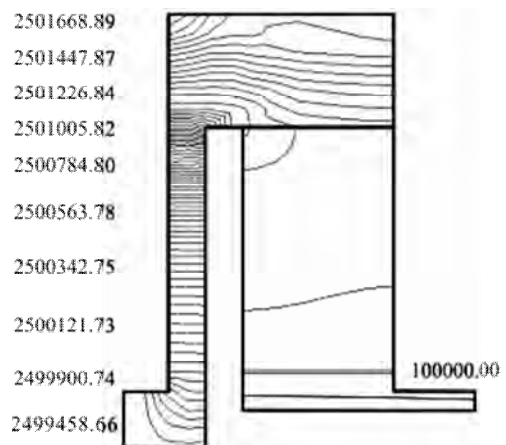


Рис. 4. Зависимости статического давления по проточной части пористого импеллера,  $\omega = 418,7$  1/c.

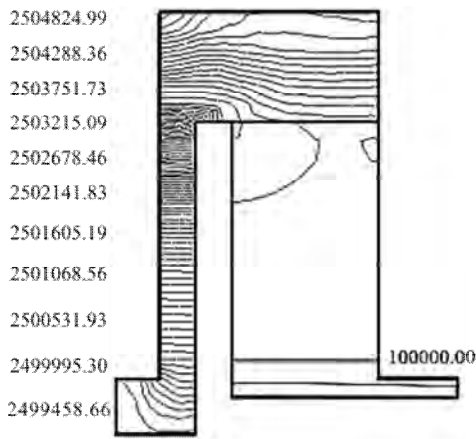


Рис. 5. Зависимости статического давления по проточной части пористого импеллера,  $\omega = 523$  1/с

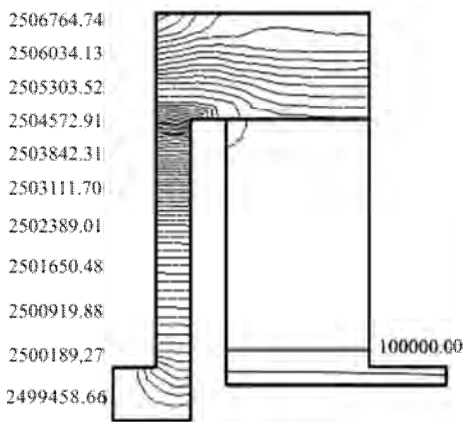


Рис. 6. Зависимости статического давления по проточной части пористого импеллера,  $\omega = 628$  1/с

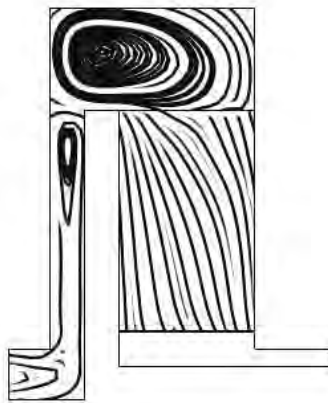


Рис. 7. Линии тока в пористом импеллере при  $\omega = 418,7$  1/с

### Анализ проведенных исследований

Экспериментальные исследования пористых импеллеров показали, что основной причиной утечек рабочего тела является не радиальный вихрь и перекося жидкости, а меридиональный вихрь.

Одной из особенностей пористого импеллера является то, что в нем нет радиального вихря и пе-

рекося жидкости на границе раздела фаз. Тем не менее, его установка с относительно небольшим осевым зазором в корпус приводит к увеличению утечек жидкости по сравнению с лопастным импеллером, хотя теоретически такие импеллеры должны обеспечивать полную герметичность уплотнения. Уменьшение осевого зазора в лопастном импеллере приводит к снижению интенсивности вихрей и к уменьшению утечек. При нулевом осевом зазоре эти вихри не существуют, но из-за касания импеллера о корпус возможно появление задиров и выход из строя всего уплотнительного узла. Замена лопастного импеллера на пористый, исключает возможность появления задиров при нулевом осевом зазоре.

Были проведены сравнительные испытания пористого и лопастного импеллеров на герметичность. Пористый импеллер был выполнен из 60 радиальных слоев крупной сетки размером ячейки  $0,0005 \times 0,0005$  м и диаметром проволоки  $0,00025$  м, а также 60 радиальных слоев мелкой сетки с размером ячейки  $0,00008 \times 0,00008$  м и диаметром проволоки  $0,00005$  м. Лопастной импеллер имел 16 пазов глубиной  $0,004$  м и шириной  $0,0041$  м. Наружные диаметры пористого и лопастного импеллеров равны  $0,052$  м, а внутренние  $0,035$  м. Осевой зазор лопастного импеллера равнялся  $0,001$  м, а пористого - нулю.

По экспериментальным данным получены зависимости утечек жидкости  $Q_{\text{ж}}$  от параметра

$$\bar{P}_2 = \frac{P_A - P_B}{P_{A\text{MAX}} - P_B}$$

и от  $\omega$ , приведенные на рис. 8, 9, где  $P_A$  - давление на наружном диаметре импеллера;  $P_B$  - давление в газовой полости импеллера;  $P_{2\text{MAX}}$  - максимальное давление на наружном диаметре импеллера;  $\omega$  - угловая скорость вращения.

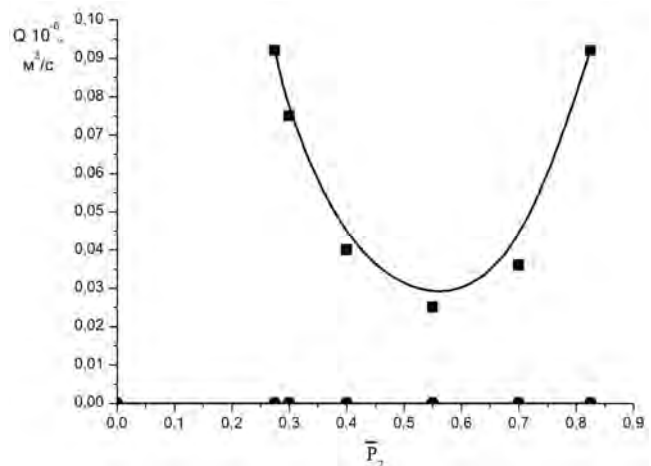


Рис. 8. Зависимости объемного расхода утечек жидкости  $Q_{\text{ж}}$  от относительного перепада давлений при значении угловой скорости вращения  $\omega = 2618$  1/с: ■ - лопастной импеллер; • - пористый импеллер

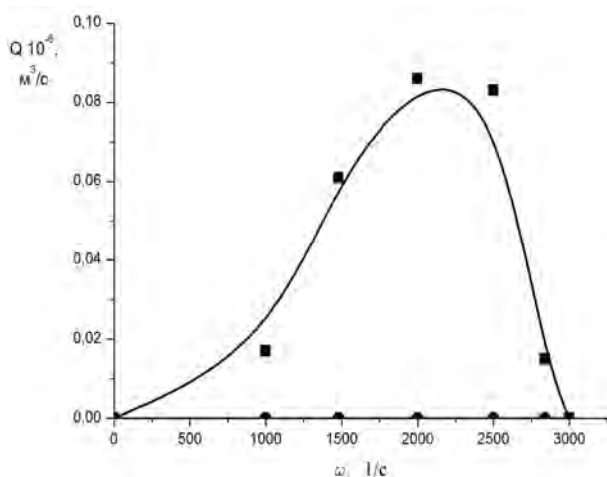


Рис. 9. Зависимости объемного расхода утечек жидкости QЖ от угловой скорости вращения  $\omega$  при значении относительного перепада давлений, равного 0,8:

■ - лопастной импеллер; ● - пористый импеллер

Как видно из графиков пористый импеллер способен обеспечить полную герметичность уплотнения на всех режимах работы. Перепад давления на пористом импеллере, как и на лопастном, выражается зависимостью:

$$\Delta P = P_A - P_B = \frac{\varphi \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot (R_A^2 - R_B^2)}{2},$$

где  $\varphi$  – отношение угловой скорости жидкости в импеллере к угловой скорости импеллера [6]. Для исследованного пористого импеллера  $\varphi = 0,93$ .

## Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- проведенные исследования показали, что проведенные экспериментальные исследования подтвердили результаты расчетов численного моделирования, что позволяет констатировать адекватность моделирования процессов в динамическом пористом уплотнении;

- пористое динамическое уплотнение позволяет минимизировать утечки жидкости по валу и получить расходный коэффициент полезного действия близкий к 1;

- применение пористых уплотнений в центробежных насосах позволит уменьшить количество последующих ступеней уплотнения, а также позволит увеличить надежность уплотнительных узлов и уменьшить массу всего агрегата;

- использование пористого динамического уплотнения для газовых сред может быть использовано в газотурбинных двигателях.

## Список литературы

1. Панченко А.А. Экспериментальное исследование динамических уплотнений [Текст] / А.А. Панченко, М.А. Катренко // Сборник научных трудов ДНУ «Проблемы высокотемпературной техники». – Днепропетровск : РВВ ДНУ, 2001. – С. 70-76.
2. Панченко А.А. Экспериментальное исследование характеристик центробежных насосов со щеточными уплотнениями [Текст] / А.А. Панченко, М.А. Катренко // Сборник научных трудов ДНУ «Проблемы высокотемпературной техники». – Днепропетровск : РВВ ДНУ, 1997. – С. 113-118.
3. Дронов Ю.В. Сравнение экспериментальных характеристик пористого и лопастного импеллеров [Текст] / Ю.В. Дронов, А.А. Панченко, В.Ф. Присяжков // Известия высших учебных заведений «Авиационная техника». – Казань, 1985. – № 1. – С. 85 – 87.
4. Краев М.В. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов [Текст] / М.В. Краев, Б.В. Овсянников, А.С. Шапиро. – М.: Машиностроение, 1976. – 103 с.
5. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Машиностроение. 1978. – 720 с.
6. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1971. – 540 с.

Поступила в редколлегию 15.04.2016

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.А. Давыдов, Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Днепропетровск.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ РАДІАЛЬНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ДВИГУНІВ ЛІТАЛЬНИХ АППАРАТІВ

А.А. Панченко, М.О. Катренко, О.Т. Кудреватих

Подані результати теоретичних і експериментальних досліджень динамічних радіальних ущільнень для агрегатів систем постачання палива двигунів літальних апаратів. Розглядаються математичні моделі динамічних пористих ущільнень агрегатів живлення двигунів, методи рішення і порівняльна результатів розрахунків з результатами експериментальних досліджень. Показана адекватність розрахункових моделей.

**Ключеві слова:** ущільнення, рідина, перепад тисків, швидкість рідини, витрата, витік рідини.

## RESEARCH OF DYNAMIC RADIAL SEALS OF ENGINES OF FLIGHT VEHICLES

A.A. Panchenko, M.A. Katrenko, A.T. Kudrevatykh

The results of theoretical and experimental researches of dynamic radial seals for aggregates of supply systems of fuel engines of flight vehicles was present. The mathematical models of dynamic porous seals of power-supply units of thermal drives, methods of the solution and comparison of computational results with results of experimental researches was consider. Adequacy of computational models are show.

**Keywords:** seal, fluid, pressure differential, speed, consumption, outflow.