

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© А. А. Панченко, М. А. Катренко

Дніпропетровський національний університет

Розглядається течія робочих тіл в пористих динамічних ущільненнях двигунів літальних апаратів. Приводяться деякі аспекти виникнення течії в елементах цих ущільнень.

Уплотнительные узлы в двигателях летательных аппаратов значительно влияют на их КПД, поэтому совершенствование конструкций уплотнений является актуальной задачей.

В настоящее время для уплотнения валов компрессоров авиационных двигателей применяются лабиринтные уплотнения, характеризующиеся значительными перетечками газа из области высокого давления А в область низкого давления Б. Для уменьшения этих перетечек представляет интерес

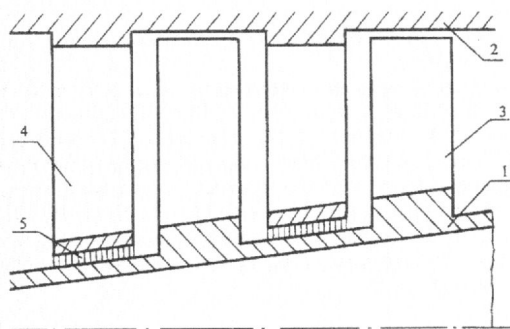


Рис. 1. Уплотнение фирмы «Роллс-Ройс». 1 — ротор, 2 — статор, 3 — рабочая лопатка, 4 — неподвижная лопатка

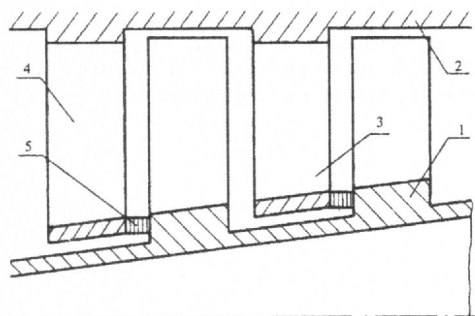


Рис. 2. Применение в компрессоре пористого уплотнения ДНУ. 1 — ротор, 2 — статор, 3 — рабочая лопатка, 4 — неподвижная лопатка, 5 — пористое уплотнение

щеточное уплотнение, разработанное фирмой «Роллс-Ройс», компоновка которого с компрессором показана на рис. 1.

Это уплотнение установлено на двигателе RB-211. Уплотнение состоит из плоских колец, между которыми закреплены пучки гибких волокон из специального стеллита. Представляет также интерес пористое уплотнение [1] (А.С. СССР № 952272), разработанное в Днепропетровском национальном университете. Схема данного уплотнения с компрессором представлена на рис. 2.

Для анализа движения рабочих сред в полостях пористых уплотнений разработанных в ДНУ применена теория фильтрации [2].

Известна конструкция уплотнения [3] (А.С. СССР № 1406411), в котором пористое кольцо выполнено в виде щеток. Конструкция отличается повышенной упругостью пористого кольца в осевом направлении. Схема этого уплотнения представлена на рис. 3.

Расчетная схема пористых уплотнений представлена на рис. 4. Пористое кольцо 2 установлено на вращающейся детали 4, закрепленной на валу 1 и непосредственно находится в контакте с неподвижной деталью 3.

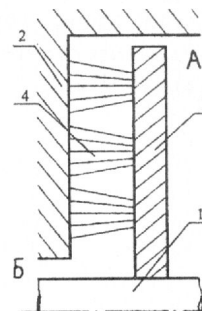


Рис. 3. Щеточное уплотнение ДНУ. 1 — вал, 2 — корпус, 3 — диск, 4 — щетки, А — область высокого давления, Б — область низкого давления

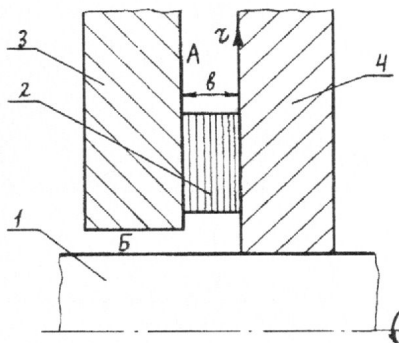


Рис. 4. Расчетная схема уплотнения

При равенстве перепада давления от центробежных сил и разности давлений между полостями А и Б перетечки газа равны нулю. Когда перепад давления между А и Б превышает перепад от центробежных сил, тогда появляются перетечки газа, величина которых зависит от сопротивления пористого кольца. В общем случае система уравнений, описывающая движение воздуха в пористом уплотнении, имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} V_r \frac{dV_r}{dr} - \frac{1}{m} \frac{V_\varphi^2}{r} &= -\frac{m}{\rho} \frac{dP}{dr} + R_{cr} m, \\ \frac{1}{m} V_r \frac{dV_\varphi}{dr} + \frac{1}{m} \frac{V_r V_\varphi}{r} &= -R_{c\varphi} m, \\ \frac{1}{r} \frac{d(r\rho V_r)}{dr} &= G, \\ p &= \rho RT. \end{aligned} \quad (1)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} r=r_A, \quad p=p_A, \quad V_\varphi=0, \\ r=r_B, \quad p=p_B, \end{aligned}$$

где  $V_r$  и  $V_\varphi$  — радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости фильтрации воздуха;  $P$  — давление воздуха;  $r$  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 воздуха;  $m$  — пористость уплотнения;  $R$  — газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура воздуха;  $r_A$  и  $r_B$  — наружный и внутренний радиусы пористого кольца;  $P_A$  и  $P_B$  — давление в А и Б соответственно.

При экспериментальных исследованиях пористых насосов установлено, что угловая скорость вращения жидкости в пористом колесе приблизительно равна угловой скорости вращения колеса и равен-

ство достигается на небольшом участке радиуса, поэтому в первом приближении систему уравнений можно записать в виде (при допущении, что  $dV_r/dr = 0$ )

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dr} &= -\alpha \nu \rho V_r - \beta \rho V_r^2 - r \rho \omega^2, \\ G &= \rho V_r 2\pi r b, \\ P &= \rho RT, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого тела;  $\gamma$  — кинематическая вязкость воздуха;  $b$  — ширина пористого кольца;  $G$  — массовый расход воздуха через пористое кольцо. В уравнении (1) первые два члена учитывают сопротивление пористого кольца при наличии перетечек, а третий член учитывает перепад давления от центробежных сил. Для изотермического процесса при отсутствии утечек ( $V_r = 0$ ) и  $\omega = \text{const}$  решение уравнения (2) имеет вид

$$P = P_A \exp \left[ \frac{\omega^2}{RT} \left( \frac{r^2 - r_A^2}{2} \right) \right].$$

Для изотермического процесса при  $T = 293$  К кинематическую вязкость можно записать в виде  $\gamma = 1.59/P$ , и решение уравнения (2) при  $\omega = 0$  имеет вид

$$P = \sqrt{\frac{\alpha G \ln(r)}{2b} - \frac{\beta G R T}{19.7 b^2 r}} + K,$$

где  $K$  — постоянная интегрирования. В общем случае система уравнений, описывающая движение газа в пористом уплотнении, может быть решена методом Рунге—Кутты с применением ЭВМ.

В центробежных насосах силовых установок широко применяются гидродинамические радиальные уплотнения валов, к которым предъявляются жесткие требования по герметичности.

В лопастных импеллерах, установленных с осевым зазором, существует система вихрей, которая является причиной утечек. Упрощенная модель гидродинамического уплотнения представлена на рис. 5.

В импеллере 1, установленном в корпусе 2 с зазором  $a$  (рис. 5) образуется меридиональный вихрь 4. Причиной появления этого вихря является разность окружных скоростей жидкости в пазах импеллера и в осевом зазоре. В пазах импеллера значения окружной скорости жидкости больше, чем в зазоре. Следовательно, на частицы жидкости в пазах действует большая центробежная сила. Кроме этого, в пазах импеллера образуется радиаль-

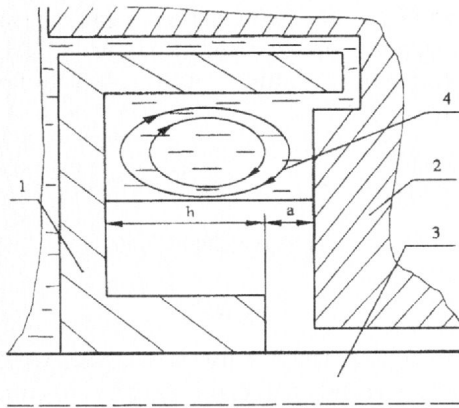


Рис. 5. Модель течения жидкости в радиальном уплотнении, в меридиональной плоскости. 1 — импеллер, 2 — корпус, 3 — вал, 4 — меридиональный вихрь

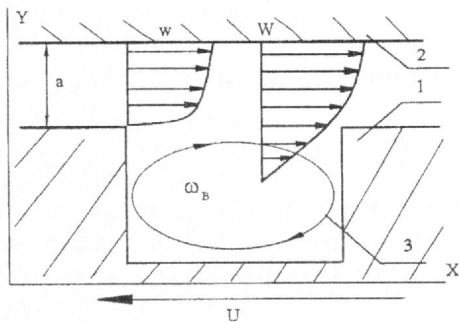


Рис. 6. Модель образования радиального вихря в пазах импеллера. 1 — импеллер, 2 — корпус, 3 — радиальный вихрь

ный вихрь, природа которого для течения жидкости в канале за плохо обтекаемым телом изложена в работе [4].

На рис. 6 показан вихрь, образующийся в радиальном направлении импеллера.

Из теории импеллеров известно, что на границе раздела фаз в пазах импеллера имеет место так называемый «перекос» поверхности жидкости, как показано на рис. 7.

Наличие перекоса поверхности жидкости и радиального вихря, как предполагается в [5], является причиной негерметичности гидродинамических уплотнений.

На этом предположении строится теория герметичности гидродинамических уплотнений, а также предлагаются функциональные зависимости для определения величин утечек в них.

Экспериментальные исследования пористых импеллеров показали, что основной причиной утечек рабочего тела является не радиальный вихрь и

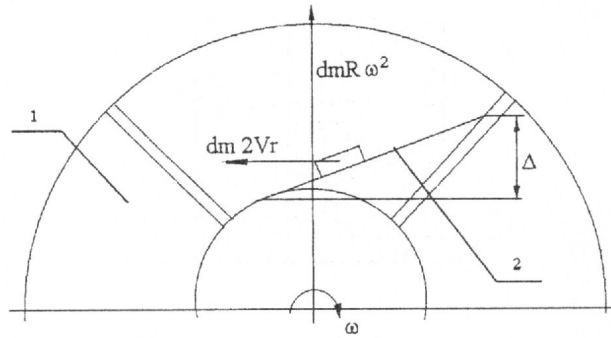


Рис. 7. Модель искривления поверхности жидкости в лопастном импеллере. 1 — рабочее колесо импеллера, 2 — перекос поверхности жидкости

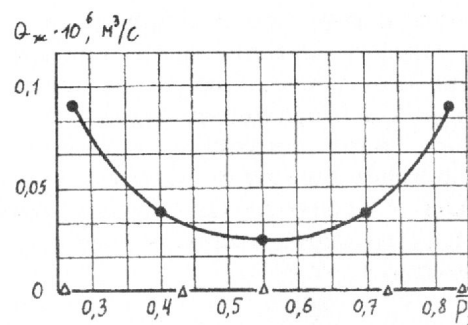


Рис. 8. Зависимости объемного расхода утечек жидкости  $Q_{ж}$  от относительного перепада давлений  $\bar{P}_2 = 2618 \text{ рад/с}$ : точки — лопастной импеллер; треугольники — пористый импеллер

перекос жидкости, а меридиональный вихрь (рис. 5.).

Одной из особенностей пористого импеллера является то, что в нем нет радиального вихря и перекоса 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 [6], 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 этих вихрей нет, 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.

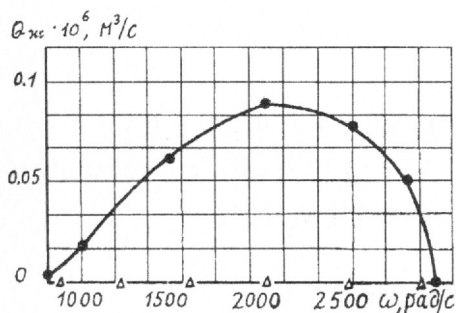


Рис. 9. Зависимости объемного расхода утечек жидкости  $Q_{\text{ж}}$  от угловой скорости вращения  $\omega$ , при значении относительного перепада давлений  $P_2 = 0.8$ : точки — лопастной импеллер, треугольники — пористый импеллер

Пористый импеллер был выполнен из 60 радиальных слоев крупной сетки размером ячейки  $0.5 \times 0.5$  мм и диаметром проволоки 0.25 мм, а также 60 радиальных слоев мелкой сетки с размером ячейки  $0.08 \times 0.08$  мм и диаметром проволоки 0.05 мм. Лопастной импеллер имел 16 пазов глубиной 4 мм и шириной 4.1 мм. Наружные диаметры пористого и лопастного импеллеров равны 52 мм, а внутренние — 26 мм. Осевой зазор лопастного импеллера равнялся 1 мм, а пористого — нулю.

По экспериментальным данным получены зависимости утечек жидкости  $Q_{\text{ж}}$  от параметра  $P_2 = (P_2 - P_{\Gamma}) / (P_{2\text{MAX}} - P_{\Gamma})$  и от  $\omega$ , приведенные на рис. 8, 9, где  $P_2$  — давление на наружном диаметре импеллера;  $P_{\Gamma}$  — давление в газовой полости импеллера;  $P_{2\text{MAX}}$  — максимальное давление на наружном диаметре импеллера;  $\omega$  — угловая скорость вращения.

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

$$\Delta P = P_2 - P_{\Gamma} = \frac{\varphi \rho_{\text{ж}} \omega^2 (R_2^2 - R_{\Gamma}^2)}{2},$$

где  $\varphi$  — отношение угловой скорости жидкости в импеллере к угловой скорости импеллера.

Для исследованного пористого импеллера  $\varphi = 0.93$ . Применение пористых уплотнений в центробежных насосах позволит уменьшить количество последующих ступеней уплотнения, а также позволит увеличить надежность уплотнительных узлов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Ожидаемое увеличение КПД осевых компрессоров авиационных двигателей при использовании пористых уплотнений — до 2 %.

1. А. с. № 9532272 СССР. Гидродинамическое уплотнение вала насоса.
2. Бабенко П. Л., Дронов Ю. В., Панченко А. А., Присняков В. Ф. // Бюл. изобретений.—1982.—№ 31.
3. А. с. № 1406411 СССР. Гидродинамическое уплотнение вала насоса.
4. Дронов Ю. В., Панченко А. А., Присняков В. Ф. // Бюл. изобретений.—1988.—№ 24.
5. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. — М.: Машиностроение, 1978.
6. Краев М. В., Овсянников Б. В., Шапиро А. С. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. — М.: Машиностроение, 1976.—103 с.
7. Панченко А. А., Катренко М. А. Экспериментальное исследование динамических уплотнений: 36. наук. прац. — Дніпропетровськ: РВВ ДНУ, 2001.—С. 70—76.
8. Дронов Ю. В., Панченко А. А., Присняков В. Ф. Сравнение экспериментальных характеристик пористого и лопастного импеллеров // Изв. высших учебных заведений. Авиационная техника.—1985.—1.—С. 85—87.

## RESEARCH OF DYNAMIC RADIAL SELS OF VEHICLES ENGINES

A. A. Panchenko, M. A. Katrenko

The flow of propulsive masses in porous dynamic seals of engines of flight vehicles is considered. Some origin aspects of the leakage in units of these seals are resulted.