

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЩЕЛЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

©2016 А.И. Белоусов, Е.М. Адебайо

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

NUMERICAL MODELLING OF FLUID FLOW IN SEAL GAP

Belousov A.I., Adebayo E.M. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

Seal gaps are essential components of rotating machinery and are widely used to restrict or control the flow of fluids between adjacent chambers that are at different pressure levels. They involve the flow in an annulus between two components: shaft of the rotor (diameter, D) which is rotating at a speed of ω (the whirling may include an eccentricity) and the outer stator that is generally static and fixed to the support structure. This paper presents a numerical method using ANSYS CFX to calculate the leakage flow for turbulent mode and calculation of the semi-empirical coefficient K that is also compared with previous experimental values.

Конструктивная схема щелевого уплотнения (ЩУ) с фиксированной гладкой стенкой представлена на рис. 1.

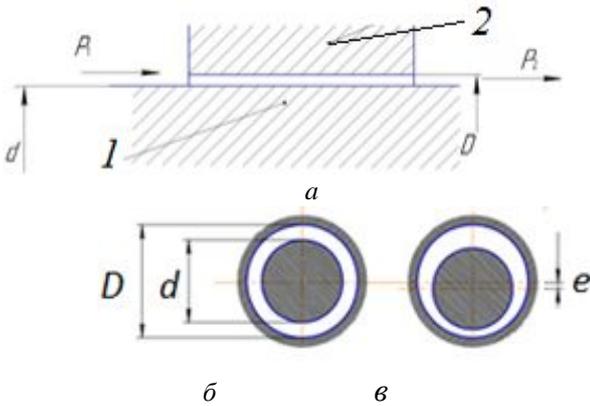


Рис. 1. Конструктивная схема ЩУ с фиксированной гладкой стенкой:

a – щель; b – концентричная; v – эксцентричная;
1 – ротор; 2 – статор; δ_0 – зазор;
 d – диаметр ротора; D – диаметр статора

Между статором и ротором (рис. 1), имеющими диаметры соответственно D и d , концентричный радиальный зазор щели $\delta_0 = (D - d)/2$.

А.И. Белоусовым получено полуэмпирическое уравнение [1, 2] для определения расхода жидкости при турбулентном течении через ЩУ при вращении вала:

$$\dot{m} = \frac{\pi D \delta_0}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2\rho \Delta p - k \frac{l}{\delta_0} \rho U^2 f(\varepsilon)}, \quad (1)$$

где \dot{m} – массовая утечка через ЩУ;

ξ – коэффициент сопротивления ЩУ;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления;

l – длина щели;

ρ – плотность жидкости;

k – полуэмпирический коэффициент;

ε – эксцентриситет;

$\varepsilon = e/\delta_0$ – относительный эксцентриситет;

U – окружная скорость вращения вала;

$f(\varepsilon)$ – функция, учитывающая влияние эксцентриситета на расход жидкости [2].

В результате обработки имеющихся экспериментальных данных получено значения полуэмпирического коэффициента $k = (0,57 - 0,85) \cdot 10^{-3}$ [1].

Моделирование в программном комплексе ANSYS-CFX с использованием моделей ламинарного и турбулентного течений жидкости в концентричном и эксцентричном ЩУ проведено впервые. Оно позволяет найти значения полуэмпирического коэффициента для различных величин определяющих параметров подобия, которыми для ЩУ являются:

- число Рейнольдса $Re = 2V_{cp} \delta_0 / \nu$, где V_{cp} – среднерасходная скорость жидкости;

- критерий $Ve = \rho U^2 / \Delta p$;

- калибр щели l/δ_0 ;

- относительный эксцентриситет ε .

При турбулентном режиме вращение вала способствует повышению гидродинамического сопротивления щели, поэтому уменьшаются утечки. Их можно определять по зависимости (1).

При отсутствии вращения уравнение (1) превращается в обычную формулу гидравлики для определения массового расхода жидкости через щель:

$$\dot{m} = \frac{\pi D \delta_0}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2\rho \Delta p}. \quad (2)$$

Тогда на основании уравнений (1) и (2)

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{1 - k \frac{l}{\delta_0} \frac{\rho U^2}{\Delta p} f(\varepsilon)},$$

поэтому

$$k = \frac{1 - \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2}{\frac{1}{\delta_0} \frac{\rho U^2}{\Delta p}} f(\varepsilon). \quad (3)$$

Таким образом, из уравнений (1) и (3) следует, что проблематика расчёта ЦУ при вращении вала заключается в отыскании зависимости

$$k = f(\text{Re}, \text{Ve}, \varepsilon, l/\delta_0).$$

Для концентричного уплотнения ($\varepsilon = 0$)

$$k = \left[1 - \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2\right] / \frac{l}{\delta_0} \frac{\rho}{\Delta p}. \quad (4)$$

Результаты расчёта в ANSYS-CFX для концентричного уплотнения приведены в табл. 1, где $\omega = U/2D$ — частота вращения, рад/с.

Итак, получены значения коэффициента $k = (0,31 - 0,72) \cdot 10^{-3}$ при различных значениях критерия Ve от 0,02 до 4,5.

Таблица 1. Результаты расчёта для $l/\delta_0 = 250$, $\Delta p = 5$ МПа, $D = 100$ мм, $\delta_0 = 0,1$ мм

ω , рад/с	\dot{m} , кг/с	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}$	Ve	$k \cdot 10^{+3}$
0	2,574	1	0,02	-
500	2,556	0,99	0,13	0,72
1000	2,538	0,97	0,50	0,44
1500	2,502	0,95	1,13	0,39
2000	2,451	0,91	2,00	0,37
3000	2,344	0,83	4,50	0,31

Исследования по определению коэффициента k при различных критериях Re , Ve , ε , l/δ_0 , с использованием уравнений (1) и (3) продолжаются.

Библиографический список

1. Белоусов А.И. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала// Изв. вузов. Авиационная техника, 1964. № 3. С. 106 – 109.
2. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1989. 108 с.

УДК 62-135.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СЕТОК И МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РАСЧЁТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЁХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

©2016 Г.М. Попов, О.В. Батурич, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Новикова, Д.В. Радин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П.Королева

STUDYING THE EFFECT OF MESH AND TURBULENCE PARAMETERS ON DESIGNED CHARACTERISTICS OF THE FOUR-STAGE TURBINE

Popov G.M., Baturin O.V., Goryachkin E.S., Novikova Y.D., Radin D.V. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

Computational fluid dynamics is widely used to obtain characteristics of turbomachines. In this case arises the question about value of an error in results. Therefore, this article focuses on the definition of such adjustment of the calculation model, which will allow to reduce calculation errors to a minimum but it will not require too much computing resources.

Методы вычислительной газовой динамики широко используются для получения характеристик турбомашин газотурбинных двигателей (ГТД). При этом неизбежно возникает вопрос о величине погрешности результатов. Поэтому необходимо определить такие настройки расчётной модели, которые позволят свести погрешности расчёта к ми-

нимуму, но не будут требовать слишком больших вычислительных ресурсов.

В качестве объекта исследования была выбрана четырёхступенчатая осевая турбина с выходным спрямляющим аппаратом, разработанная и подробно исследованная в NASA [1, 2].