

УДК 62-251-762.89:532.5.013.12

Д. А. Жуйков, В. О. Фальков, А. А. Кишкин, А. А. Зуев, В. П. Назаров

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ТОРЦЕВОЙ ЩЕЛИ МЕЖДУ ВРАЩАЮЩИМСЯ ДИСКом И НЕПОДВИЖНОЙ СТЕНКОЙ*

Проведены экспериментальные исследования течения вязкой жидкости в торцевой щели между вращающимся диском и неподвижной стенкой, разработана методика расчета для определения параметров рабочего тела в торцевой щели, проведен сравнительный анализ с методиками расчета других авторов.

Ключевые слова: вращательное течение, экспериментальные исследования, напряжения трения, момент сопротивления трения, осевая сила.

В теории проектирования лопаточных машин важное место занимает задача о течении в торцевой щели. Достоверное определение параметров рабочего тела по длине и радиусу в торцевой щели позволяет понять физическую картину течения вязкой жидкости, а также корректно определить момент сопротивления трения и величину утечек рабочего тела.

Большинство существующих в настоящее время методик расчета основаны на полуэмпирических зависимостях, полученных в результате обобщения экспериментальных исследований. Данные методики имеют узкую область применения, что не позволяет их включать в математические модели с широким интервалом изменения режимных и конструктивных параметров. Другие теоретические методики не учитывают влияния вторичных течений в пространственном пограничном слое, вследствие чего имеют низкую точность расчета.

Авторами разработана математическая модель для расчета вязкого течения в полости вращения потока между ротором и статором турбонасосного агрегата [1; 2]. Преимущества разработанной математической модели заключаются в том, что используемые теоретические зависимости получены в ходе интегрирования дифференциальных уравнений движения вязкой жидкости с учетом особенностей течения в пространственном пограничном слое на неподвижной стенке и на вращающемся диске.

Для верификации достоверности математической модели разработан экспериментальный стенд с экспериментальным участком. Основными задачами при проведении экспериментальных исследований являлось определение момента сопротивления трения, определение градиента давления в торцевой щели, определение изменения угловой скорости потока жидкости, а также установление факторов, в значительной степени определяющих характер течения жидкости в исследуемом участке.

Экспериментальные исследования проводились на пневмогидравлическом стенде, который обеспечивает непрерывную подачу рабочей жидкости (вода) с различным расходом (до 800 г/с). Расход рабочей жидкости контролируется турбинным датчиком расхода.

В качестве привода используется электродвигатель (рис. 1) постоянного тока в балансирном подвесе

мощностью 600 Вт, числом оборотов до 7 000 об/мин. Число оборотов измеряется датчиком оборотов типа ДО-1М. Датчик оборотов обращен к диску с 60 пазами, что позволяет считывать показания в интервале 60 с.

Корпус привода уравновешен пружинящим элементом и противовесом, при появлении крутящего момента электродвигатель проворачивается до нового положения равновесия. Это перемещение регистрируется предварительно тарированным индуктивным датчиком перемещения, выполненным на основе преобразователя давления МП4, и передается в виде выходного напряжения на цифровой вольтметр.

Контроль величин давлений, измеряемых во время проведения эксперимента, осуществляется манометрами и датчиками давления ИКД, которые обеспечивают определение изменения давления в диапазоне от -10 кПа до $+500$ кПа. Рабочее напряжение датчика давления ИКД составляет 6,3 В постоянного тока 0,2 А. Выходное напряжение фиксируется вольтметром. Датчики давления тарируются для определения зависимости дифференциала давления от выходного напряжения.

Для определения полного и статического давления в отводящем устройстве насоса в корпусе установлены приемники для измерения давления. В крышке насоса выполнены отверстия диаметром 1 мм, в зоне которых размещены приемники давления.

Для проведения широкого круга экспериментальных исследований в щелевых зазорах различной геометрической формы были специально спроектированы и изготовлены две экспериментальные установки для щелевых зазоров типа торцевая щель и коническая щель (внутренний диск – наружная стенка).

В результате испытаний было получено около 5 000 показаний. Класс точности манометров 1, их максимальная абсолютная погрешность 0,01 МПа. Показания вольтметров считывались с точностью до 0,1 В.

Во время проливов считывались 6 показаний статического давления, приемники которых были установлены на различных радиусах. На радиусе входа потока ($R_{вх} = 30,0$ мм) в щелевой зазор был установлен приемник полного давления (P_d) и диаметрально противоположно приемник статического давления ($P_{ст}$).

*Работа выполнена при финансовой поддержке КГАУ «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности».

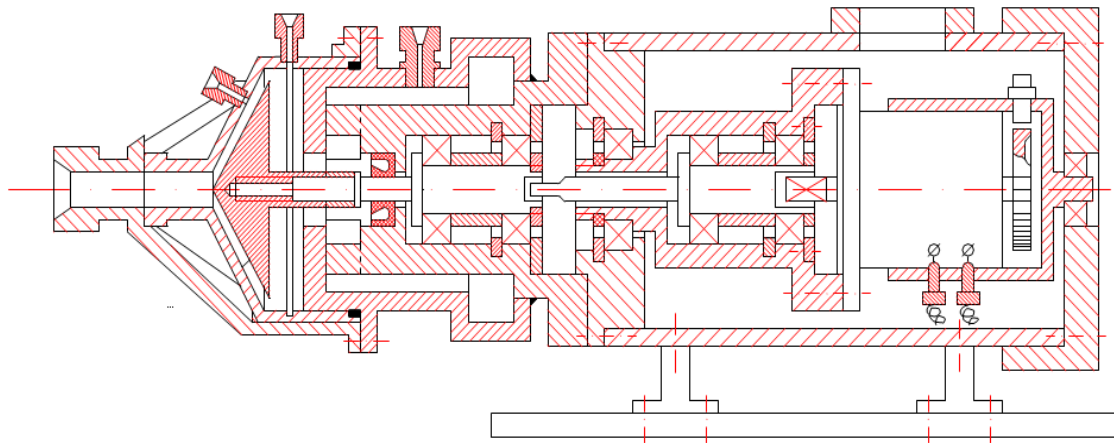


Рис. 1. Сборочный чертеж экспериментальной установки в составе с электроприводом (продольный разрез)

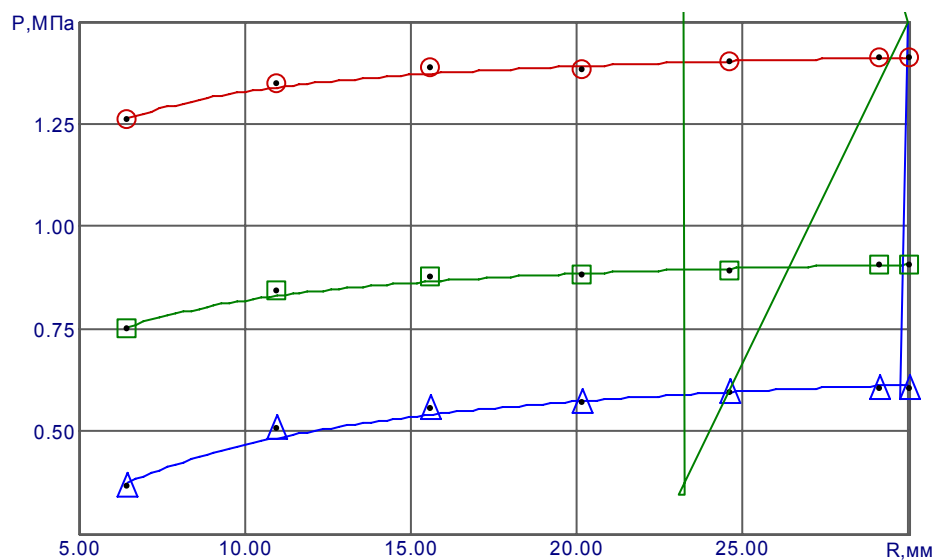


Рис. 2. Распределение статического давления по радиусу конической щели при $\omega_d = 733$ рад/с, $\alpha = 90^\circ$, $n_0 = 0,001$ м, эмпирические точки: $\bullet$ – $\dot{V} = 759 \times 10^{-6}$ м³/с; $\blacksquare$ – $\dot{V} = 509 \times 10^{-6}$ м³/с; $\blacktriangle$ – $\dot{V} = 259 \times 10^{-6}$ м³/с

Режим течения устанавливался угловой скоростью вращения ротора $\omega_{\text{диск}} = 733, 534, 314$ рад/с и расходом рабочей жидкости $\dot{V} = 759, 630, 509, 380, 259, 134 \times 10^{-6}$ м³/с. Значения нормального зазора n_0 для различных углов α конической щели относительно оси вращения ротора варьировались от 1,1 до 2,5 мм. В ходе проведения эксперимента температура рабочей жидкости равнялась 11 °С, при этом кинематическая вязкость соответствовала $1,3 \times 10^{-6}$ м²/с, плотность жидкости – 999,8 кг/м³.

На основе результатов построены графические зависимости изменения статического давления по радиусу конической щели для различных углов наклона щели к оси вращения.

В результате проведенных экспериментов было установлено, что фактически распределение статического давления по радиусу щели имеет нелинейный

характер. При анализе графических зависимостей не сложно констатировать стабильный спад статического давления при стремлении жидкости к центру вращения (рис. 2). На графиках кривые представляют собой степенную аппроксимацию, построенную по соответствующим эмпирическим точкам.

Расслоение зависимостей статического давления от расхода утечек определяется в основном схемным решением гидравлической системы, когда расход регулируется изменением давления во входной магистрали.

Экспериментальные исследования являются главным критерием достоверности теории и определяют возможность использования результатов теоретических разработок в практических целях.

Величина нормального зазора оказывает значительное воздействие на характер распределения давления и перепад давления в щели, что может

быть вызвано наличием сил трения (рис. 3). Чем меньше величина зазора, тем больше сила напряжений трения.

Известно, что напряжение трения прямо пропорционально квадрату скорости жидкости [3], а среднерасходная скорость жидкости зависит от проходного сечения щели, т. е. от нормального зазора.

На перепад статического давления в щели оказывает влияние угловая скорость вращения диска (рис. 4).

Несомненно, что вращение диска в результате вязкого трения приводит к закрутке жидкости [4; 5], вследствие чего появляется центробежная сила, вели-

чина которой прямо пропорциональна квадрату угловой скорости вращения жидкости.

Сравнение различных методик расчета течения в торцевой щели представлено на рис. 5 [4; 5; 6], где графические зависимости представлены в относительных параметрах:

$$\bar{P} = \frac{dP}{\rho \omega_d^2 R_d^2}, \quad dP - \text{перепад статического давления,}$$

$$\varphi = \frac{C_{2u}}{\omega_d R_d} = \frac{\omega_{\text{ж}}}{\omega_d} - \text{коэффициент закрутки потока на входе в щель.}$$

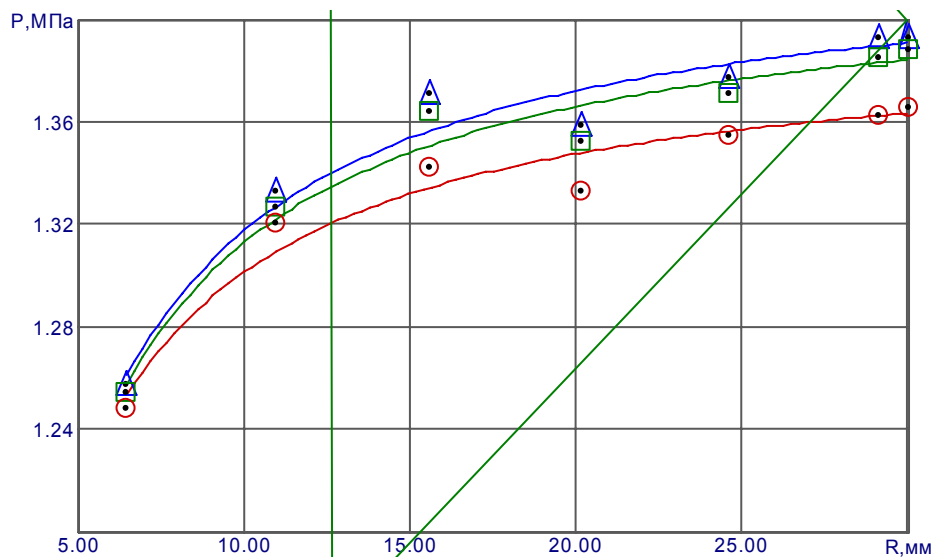


Рис. 3. Распределение статического давления по радиусу конической щели при $\omega_d = 733$ рад/с, $\alpha = 90^\circ$, $\dot{V} = 759 \times 10^{-6}$ м³/с, эмпирические точки: $\bullet$ – $n_0 = 0,004$ м; $\blacksquare$ – $n_0 = 0,002$ м; $\blacktriangle$ – $n_0 = 0,0015$ м

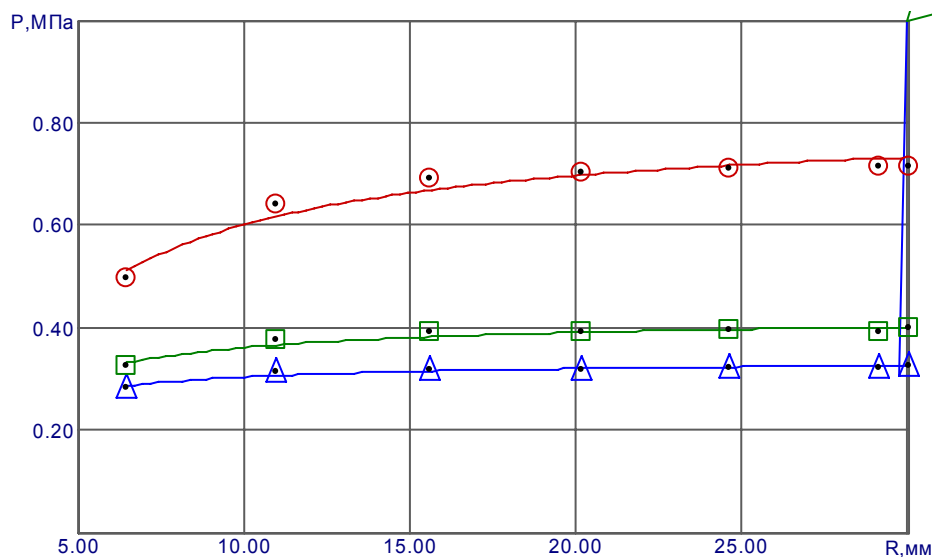


Рис. 4. Распределение статического давления по радиусу конической щели при $n_0 = 0,00125$ м, $\alpha = 90^\circ$, $\dot{V} = 384 \times 10^{-6}$ м³/с, эмпирические точки: $\bullet$ – $\omega_d = 733$ 1/с; $\blacksquare$ – $\omega_d = 534$ 1/с; $\blacktriangle$ – $\omega_d = 314$ 1/с

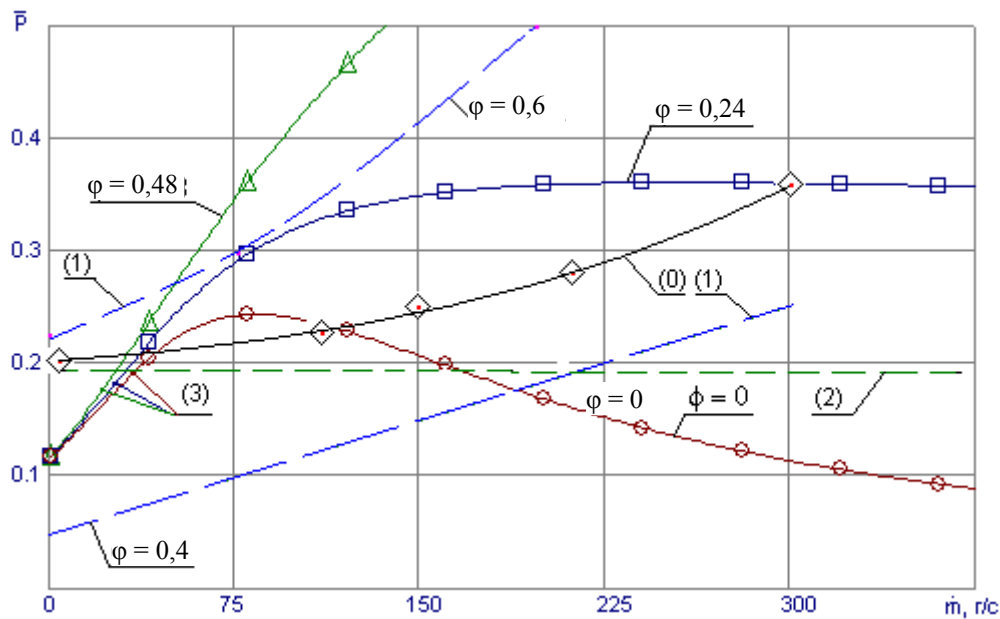


Рис. 5. Сравнение расчетных методик при $\omega_d = 4188$ 1/с, $n_0 = 0,8$ мм, $R_{вх} = 24,2$ мм, $R_{вых} = 7,26$ мм:
(0) – эксперимент, (1) – Вербицкая О. А., (2) – Дью Х. Ф., (3) – авторы

Таким образом, разработанная математическая модель удовлетворительно сходится с экспериментальными исследованиями различных авторов, это позволяет заключить, что данная методика относительно корректно отражает реальную картину течения в боковой полости между вращающимся диском и неподвижной стенкой. Характер распределения давления по радиусу щели имеет большое значение при вычислении интегральной величины осевой силы, которая определяет ресурс работы лопастной машины. А вязкое трение рабочей жидкости о поверхность диска создает момент сопротивления, который снижает коэффициент полезного действия агрегата в целом.

Библиографические ссылки

1. Течение с теплоотдачей в полостях вращения энергетических установок космических и летательных аппаратов / А. А. Зуев [и др.] // Вестник СибГАУ. 2011. Вып. № 7 (40). С. 63–68.

2. Жуйков Д. А., Кишкин А. А., Краев М. В. Течение несжимаемой вязкой жидкости в зазоре конической щели между вращающимся диском и неподвижной стенкой // Известия вузов. Сер. Авиационная техника. 2002. № 3. С. 80.

3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 744 с.

4. Байбиков А. С., Караханьян В. К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М.: Машиностроение, 1982. 112 с.

5. Вербицкая О. А. Распределение давления в боковых пазухах центробежных насосов с учетом утечек // Передовой научно-технический и производственный опыт. М.: ВИНТИ, 1957. 17 с.

6. Дью Х. Ф. Эмпирический метод расчета радиального распределения давления на вращающихся дисках // Энергетические машины и установки: тр. Америк. о-ва инженеров-механиков. 1966. № 2. С. 61–79.

D. A. Zhuykov, V. O. Falkov, A. A. Kishkin, A. A. Zuev, V. P. Nazarov

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF INCOMPRESSIBLE VISCOUS FLUID IN THE FRONT GAP BETWEEN ROTATING DISK AND FIXED BOUNDARY

Experimental studies of viscous fluid in the front gap between rotating disk and fixed boundary are conducted, a design procedure for determination of parameters of the working fluid in the front gap is developed, comparative analysis with the methods of calculation of other authors is presented.

Keywords: rotary flow, experimental studies, viscous stress, moment of friction, axial force.

© Жуйков Д. А., Фальков В. О., Кишкин А. А., Зуев А. А., Назаров В. П., 2012