

УДК 621.62.13 : 15

УДК 621.5

Г. А. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, проф. СумГУ, Сумы;
В. Н. БАГА, аспірант СумГУ, Сумы

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ

Представлены результаты численного и физического моделирования лабиринтного уплотнения. Численное исследование проводилось с использованием программного комплекса *Flow Vision*, а физическое – на специальном экспериментальном стенде. Выполнен ряд исследований влияния режимных и некоторых геометрических параметров на работу лабиринтного уплотнения: перепада уплотняемого давления, частоты вращения вала, радиального зазора, и др. Установлена зависимость условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от частоты вращения вала, величины отношения давления перед и за уплотнением. Показано влияние распределения давления по длине уплотнения на его условный коэффициент расхода μ .

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, условный коэффициент расхода, структура потока.

Введение

Существует ряд турбомашин, в которых используются лабиринтные уплотнения в качестве концевых (при невысоких давлениях и неопасных газах), а также внутренних уплотнений для устранения перетеканий внутри проточной части (компрессоры, детандеры, турбины). Уже около 100 лет как известна формула Стодола, которая до сих пор удовлетворяла требованиям при расчёте протечек в уплотнениях различных турбомашин. Почему возникла необходимость их дальнейшего исследования? Здесь необходимо выделить два важных аспекта. Сегодня при создании новых машин, идёт борьба за каждую десятую долю процента КПД. Практически уже достигнут предел такого совершенства несмотря на развитие теоретического аппарата. В то же время потери от внутренних протечек в турбомашинах достигают иногда многих процентов, особенно в турбомашинах высокого давления с малыми поперечными размерами проточной части (в ступенях малой расходности). Это является большим резервом повышения эффективности турбомашин.

Второй аспект заключается в том, что отсутствуют теоретические исследования сложного механизма течения в лабиринтных уплотнениях, а для расчётов используется формула Стодола – классическая формула для определения расхода через отверстие с острой кромкой, дополняемая экспериментальными коэффициентами, учитывающими тип уплотнения, размеры камер, форму гребней [1–8]

$$m = \mu f \sqrt{1 + \frac{p_2}{p_1}} \sqrt{\frac{p_1}{z}} \sqrt{(p_1 - p_2) \rho_1}, \quad (1)$$

где μ – условный коэффициент расхода уплотнения, $\mu = \mu_p k_1 k_2 k_n$, k_i – поправочные коэффициенты.

Однако коэффициенты k_i получены на имитационных установках, обычно плоских, без учёта формы кольцевого зазора, вращения вала, наличия закрутки потока на входе.

Такой эмпирический поход к расчёту протечки через лабиринтные уплотнения используется вплоть до настоящего времени. Системные исследования таких уплотнений не проводились. Не существует строгой методики моделирования характеристик уплотнений. Между тем появились мощные программные комплексы, позволяющие углублённо исследовать течения в каналах сложной формы. В связи с этим и была поставлена задача более детального экспериментального и теоретического исследования процессов, протекающих в лабиринтных уплотнениях. Ниже приведены основные результаты исследования «классического» лабиринтного уплотнения с гладким валом в условиях характерных для внутренних уплотнений проточной части турбомашин.

Постановка задачи и методы исследований. В качестве исходного исследуемого уплотнения принято лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска центробежного нагнетателя серийного газоперекачивающего агрегата типа ГПА-16 с натурными размерами ($D = 240$ мм). Уплотнение состоит из пяти гребней высотой $h = 5$ мм, установленных с шагом $t = 4$ мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принимались равными $s = 0,225$ и $0,35$ мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров $p_1/p_2 = 1,06-1,21$. Для удобства введена величина условного коэффициента расхода $\mu_y = \mu_p k$ см. формулу (1), который учитывает все разнообразие влияющих факторов и может принимать значения $1 < \mu_y^* < 1$. Предпринята попытка по рассмотрению лабиринтного уплотнения не только по его входному и выходному сечениям, как это принято в классической литературе, а как суммы его последовательно расположенных щелей, а именно определение условного коэффициента расхода производилась как среднеарифметическое:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{z} \sum \mu_i, \quad (2)$$

где μ_i – условный локальный коэффициент расхода i -ой щели.

Такой приём позволит выявить расхождения коэффициента $\bar{\mu}$ рассчитанного по формуле (2) с его интегральным значением (1). Экспериментальные исследования проводились на универсальном экспериментальном стенде, максимально приближенном к натурным условиям [9], а численные, – с использованием программного комплекса *Flow Vision*. Верификация численных результатов проводилась в [9].

Методика численного моделирования течения учитывала специфику микрогеометрии, вращение вала. При осесимметричной постановке, рассматривался сектор проточной части $\gamma = 3^\circ$. Расчётная сетка строилась таким образом, чтобы в радиальном зазоре $s = 0,225$ мм поместить порядка 10 ячеек. Итоговая расчётная сетка состояла из 300–500 тыс. расчётных ячеек, в зависимости от размеров уплотнения. Выбрана стандартная k - ϵ модель турбулентности, типичная для подобных задач. Для выбранной модели «полностью сжимаемая жидкость», шаг по времени сначала задавался равным одной десятой пролётного времени. Моделирование течения проводилось в стационарной постановке, воздух рассматривается как совершенный газ. Поверхности стенок проточной части принимались гидравлически гладкими. В качестве входных граничных условий принимались значения статического давления и температуры. В качестве критерия сходимости принималось отсутствие больших осцилляций в значениях входных и выходных параметров.

Результаты исследования характеристик уплотнения. Для определения величины протечки через лабиринтное уплотнение, его представляют как ряд последовательно установленных отверстий с острой кромкой, а в расчётную формулу вводят дополнительные коэффициенты, которые учитывают реальность условий течения. В работах [2, 7] описаны некоторые режимные и геометрические параметры, которые необходимо учитывать в виде поправки к условному коэффициенту расхода μ , а именно: режимные – сужение потока, гидравлические потери в щели, сжимаемость газа, возможность частичного преобразования кинетической энергии в камерах в энергию давления; геометрические – конструкция лабиринта, величина радиального зазора, форма и толщина концов гребней, шаг t , высота камер h , диаметр вала D .

Являются ли выше приведённые факторы исчерпывающими? Чтобы получить ответ на этот вопрос, используя большие возможности современного численного и экспериментального исследования, на первом этапе был применён подход поэлементного исследования уплотнения, заключавшийся в том, что по измеренным значениям статического давления в камерах уплотнения, пренебрегая изменением температуры, рассчитывались значения местных коэффициентов расхода μ_i для каждой щели, определялись средние значения и сравнивались с интегральными. Были проведены серии опытов для базового варианта уплотнения ($D = 240$ мм) на различных режимах по величине уплотняемого давления, и по частоте вращения вала см. табл. 1.

Таблица 1.

Условные коэффициенты расхода μ исследуемого уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

№ опыта	p_1/p_2	n , об/мин	$s = 0,225$ мм		$s = 0,37$ мм	
			$\bar{\mu}$	μ	$\bar{\mu}$	μ
1	1,06	0	1,093	1,11	1,418	1,311
2		2910	1,087	1,09	1,369	1,271
3		4336	1,032	1,03	1,346	1,225
4		6693	0,924	0,92	1,277	1,053
5	1,12	0	1,083	1,05	1,449	1,338
6		2910	1,150	1,11	1,454	1,332
7		4336	1,133	1,103	1,398	1,264
8		6693	1,060	1,07	1,304	1,177
9	1,21	0	1,378	1,135	–	–
10		2910	1,197	1,1	–	–
11		4336	1,0895	1,06	–	–
12		6693	0,953	0,92	–	–

Из табл. 1 видно, что с увеличением частоты вращения наблюдается тенденция к снижению коэффициентов $\bar{\mu}$ и μ , что не учитывается в существующих расчётных методиках. При сравнении среднеарифметического коэффициента расхода уплотнения $\bar{\mu}$ с его интегральным значением μ оказалось, что имеют место расхождения, которые увеличиваются с увеличением частоты n , и величины радиального зазора s . Расхождение составляет в некоторых случаях более 10 %, что весьма существенно. Данные расхождения говорят о наличии влияния некоторых дополнительных факторов, до сих пор не учитываемых. Заметим, что по обычной расчётной методике для всех

испытанных вариантов следует принимать практически постоянное значение μ , в то время как результаты опытов свидетельствуют о его изменении в пределах от 0,92 до 1,21 для $s = 0,225$ мм и от 1,05 до 1,39 для $s = 0,37$ мм, что эквивалентно разнице в величине протечки около 24 %.

Как оказалось, локальные коэффициенты расхода μ_i по длине уплотнения распределяются крайне неравномерно рис. 1. Характерным является резкое увеличение μ_i щели под вторым гребнем, особенно устойчивое при большом зазоре. Для щелей под остальными гребнями коэффициенты μ_i сохраняют примерно одинаковые значения.

Заслуживает внимания эффект влияния частоты вращения вала на характеристики уплотнения. На рис. 2 приведены экспериментальные зависимости влияния частоты вращения вала на величину коэффициентов расхода под каждым гребнем базового уплотнения.

Эти результаты подтверждают наличие и характер влияния частоты вращения на величину коэффициента μ , полученные ранее для интегрального значения μ см. табл. 1. В общем, влияние вращения вала в исследованных пределах оцениваются величиной порядка (10–20) % уменьшения утечки что весьма существенно.

Неравномерный характер изменения коэффициентов μ_i вдоль уплотнения отмеченный выше (см. рис. 1) потребовал более детального изучения этого явления. С этой целью было проведено исследование изменения коэффициентов μ_i в уплотнениях с различным количеством гребней z .

Результаты численного исследования серии уплотнений, имеющих различное количество гребней z , для ($D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм) приведены на рис. 3.

С увеличением числа гребней наблюдается ожидаемая тенденция к снижению величины протечки через уплотнение, что находится в полном соответствии с известным положением, согласно которому m пропорционально $1/\sqrt{z}$. Но характер изменения коэффициента μ для этого случая не столь однозначен: как следует из рис. 4 имеет место существенное возрастание μ с ростом числа гребней до $z = 4 \dots 5$, после чего при $n = 0$ об/мин наступает стабилизация, а при вращении вала характер зависимости $\mu(z)$ несколько видоизменяется: уже при $z > 5$ коэффициент μ уменьшается.

Согласно принимаемым допущениям [1, 2] падение давления по длине уплотнения подразумевается ступенчатым и равномерным. Для проверки этого положения было проведено расчётное исследование уплотнения с $z = 15$ гребнями, некоторые результаты которого показаны на рис. 5. Следует отметить, что падение давления крайне неравномерно по длине уплотнения. Отмечается существенное перераспределение перепадов между гребнями при вращении вала.

Графики см. рис. 5 в целом подтверждают данные таблиц 1 и 2: уменьшение Δp_i на гребне соответствует увеличению коэффициента μ_i на этом же гребне и наоборот. Для сравнения на рис. 5б приведено экспериментально полученное распределение давления в уплотнении с $z = 5$ и $D = 240$ мм, из которого следуют аналогичные выводы. Несовпадение давлений перед входным сечением уплотнения ($l = 0$) при $n = 0$ и 6693 об/мин (рис. 5б) объясняется влиянием дополнительного сопротивления уплотнения, вызванного наличием вращения вала. Этого не видно на (рис. 5а), поскольку при расчёте граничные условия полагались неизменными.

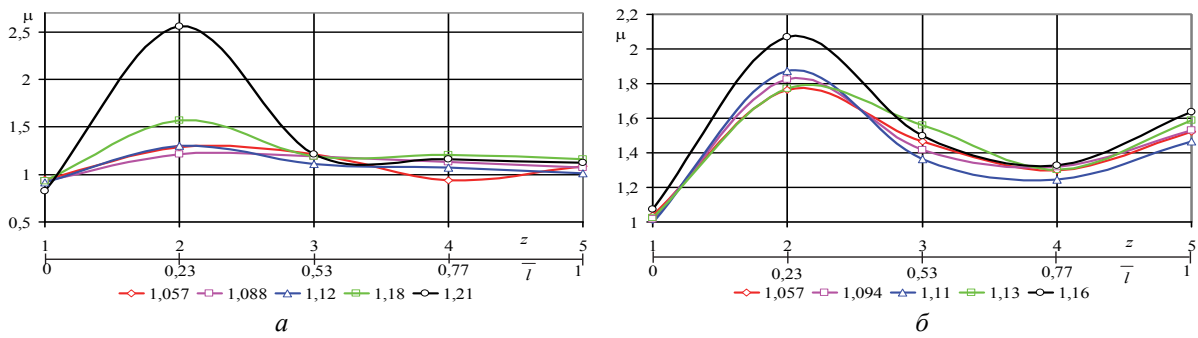


Рис. 1 – Распределение коэффициентов расхода μ_i по длине уплотнения при $n = 0$ об/мин ($D = 240$ мм, $z = 5$): $a - s = 0,225$ мм; $b - s = 0,37$ мм

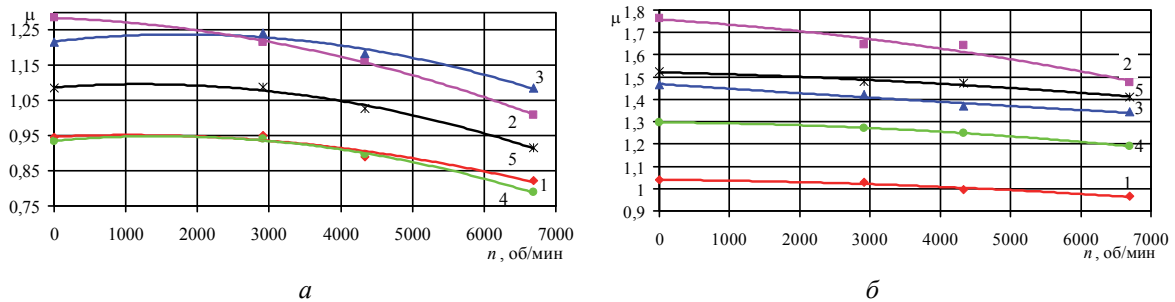


Рис. 2 – Влияние вращения вала на локальные коэффициенты расхода уплотнения μ_i ($D = 240$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,06$): $a - s = 0,225$ мм; $b - s = 0,37$ мм. Цифрами указаны номера гребней уплотнения

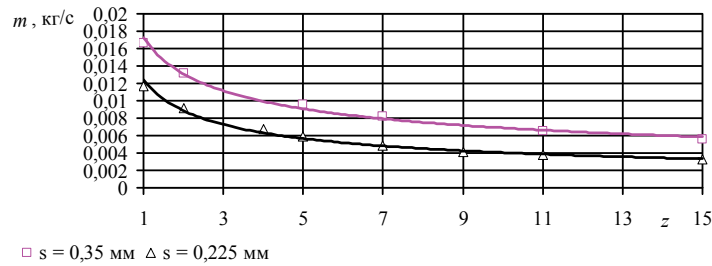


Рис. 3 – Влияние количества гребней на величину протечки через уплотнение ($D = 80$ мм, $n = 0$ об/мин, $P_1/P_2 = 1,25$) при различных зазорах

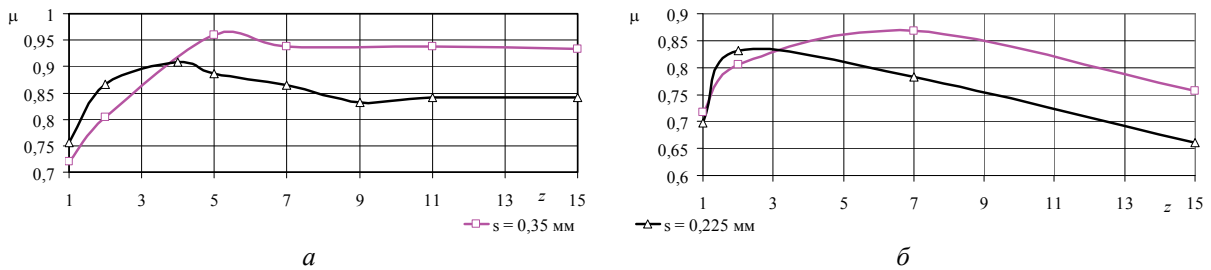


Рис. 4 – Влияние вращения вала на характеристики уплотнений с различным количеством гребней z ($D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1/p_2 = 1,25$): $a - n = 0$ об/мин; $b - n = 6700$ об/мин

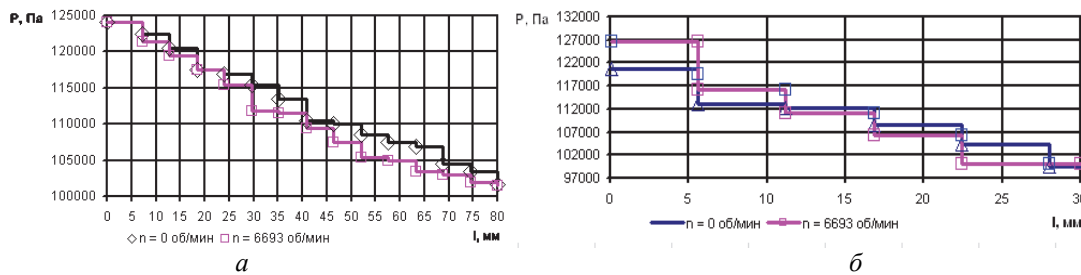


Рис. 5 – Распределение давления вдоль уплотнения: $a -$ расчёт ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1/p_2 = 1,25$); $b -$ эксперимент ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,21$)

Рис. 5 являється додатковою ілюстрацією впливу частоти вращения вала на рабочий процесс в уплотнении. Принятый постулат о равномерном распределении перепадов давления между гребнями не подтверждается и опытами, и расчётами.

В табл. 2 приведены вычисленные значения локальных коэффициентов расхода μ_i под каждым гребнем исследованных уплотнений.

Таблица 2.

Локальные коэффициенты расхода μ_i уплотнений ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1/p_2 = 1,25$)

n , об/мин	№ гребня уплотнения														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	0,76	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
15000	0,62	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0	0,73	0,78	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,84	1,50	0,92	0,86	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,80	0,96	0,89	0,91	0,84	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,70	1,05	0,78	0,82	1,30	1,08	0,76	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,66	0,86	0,79	0,84	0,86	0,85	1,41	1,31	0,66	–	–	–	–	–	–
0	0,78	0,84	1,17	1,04	0,81	1,11	0,74	0,91	1,26	0,95	0,76	–	–	–	–
0	0,81	0,75	0,61	1,51	0,88	0,77	0,63	1,55	0,90	1,11	1,55	0,7	1,11	0,83	0,72
15000	0,47	0,56	0,56	0,57	0,42	1,42	0,56	0,59	0,58	1,18	0,69	1,2	0,83	1,22	0,60

Из табл. 2 видно, что уплотнение имеющее число гребней $z = 15$ при $n = 0$ об/мин имеет резкое повышения коэффициента расхода μ_i щелей под 4, 8, 10, и 13 гребнями, а с появлением окружной составляющей скорости, эти пики уже соответствуют другими гребням, а именно 6, 10, 12 и 14, что наглядно иллюстрирует рис. 5. Аналогичный характер изменения μ_i прослеживается и для уплотнений с меньшим количеством гребней, однако количество пиковых значений μ_i уменьшается.

Анализ результатов приводит к установлению факта волнообразного изменения коэффициента μ_i по длине уплотнения: наблюдаются всплески значений μ_i через каждые 2–3 гребня. При этом увеличение μ_i происходит до 2,5 раз, а абсолютные значения превышают 1, что физически трудно объяснимо. Из этого следует вывод о неравномерном распределении нагрузки по гребням лабиринтного уплотнения. На рис. 6 отчётливо видно наличие четырёх скачков значений коэффициента μ_i , причём положение пиков сдвигается к выходу при вращении вала.

В табл. 3 приведено сравнение коэффициентов расхода, определённых двумя различными способами. Видно, что для уплотнения с $D = 80$ мм, также как и для уплотнения с $D = 240$ мм имеют место расхождения между полученными значениями коэффициентов $\bar{\mu}$ и μ , увеличивающиеся с ростом числа z . Отметим, что интегральные и среднеарифметические значения условного коэффициента расхода меньше единицы, несмотря на наличие пиковых значений, значительно превышающих единицу.

Таблица 3.

Сравнение коэффициентов μ и $\bar{\mu}$ ($n = 0$ об/мин)

z	1	2	4	5	7	9	11	15
$\bar{\mu}$	0,76	0,755	1,031	0,878	0,928	0,917	0,942	0,961
μ	0,78	0,866	0,908	0,886	0,865	0,833	0,842	0,841

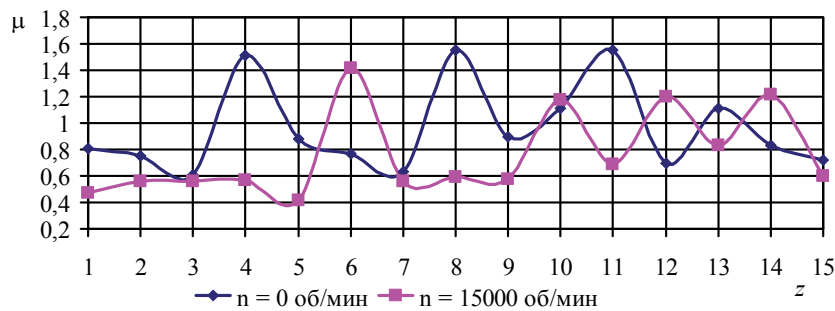


Рис. 6 – Изменение условного коэффициента расхода μ_i по длине уплотнения ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1/p_2 = 1,25$)

Исследование структуры потока в лабиринтном уплотнении. В доступной литературе не содержатся сведения о детализации течения в лабиринтном уплотнении. Между тем именно структура потока во взаимосвязи с режимными и геометрическими параметрами даёт ключ к пониманию особенностей рабочего процесса в лабиринтном уплотнении и его характеристик, создаёт предпосылки для разработки мероприятий по повышению эффективности, т. е. герметичности таких уплотнений. Была осуществлена широкая гамма численных исследований вариантов уплотнений согласно табл. 2. Основной задачей исследований являлось установление особенностей формирования структуры течения, ее взаимосвязь с характеристиками лабиринтного уплотнения. Результаты исследования проиллюстрированы визуализациями в виде векторных полей и изолиний скоростей. Логика исследования заключалась в изучении течения от изолированного гребня до системы гребней. При этом сопоставлялись результаты для неподвижного и вращающегося вала. На рис. 7–10 приведены некоторые визуализации данного исследования.

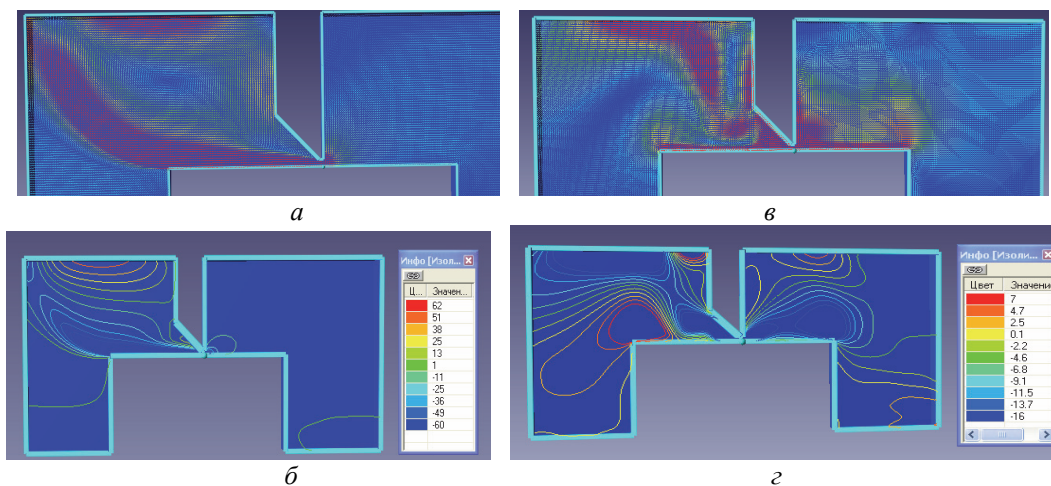


Рис. 7 – Векторное поле (а, в) и изолинии (б, г) потока при истечении через единичную кольцевую щель: а, б – $n = 0$ об/мин; в, г – $n = 15000$ об/мин

Исходной моделью было единичное отверстие – кольцевой щелевой зазор, образованный острием гребня и поверхностью вала рис. 7. При неподвижном вале имеет место течение подобное истечению струи из отверстия с острыми кромками в свободное пространство. Струя, прошедшая через зазор, распространяется в выходную камеру, в начале в осевом направлении, а затем оттесняется к периферии. В случае вращения вала под действием сил вязкости поток увлекается во вращательное

движение и картина течения радикально изменяется: струя разрывается с образованием двух циркуляционных зон, гидравлическое сопротивление на участке канала за гребнем возрастает. Коэффициенты расхода щели соответственно уменьшаются от $\mu_0 = 0,76$ до $\mu_{щ} = 0,62$.

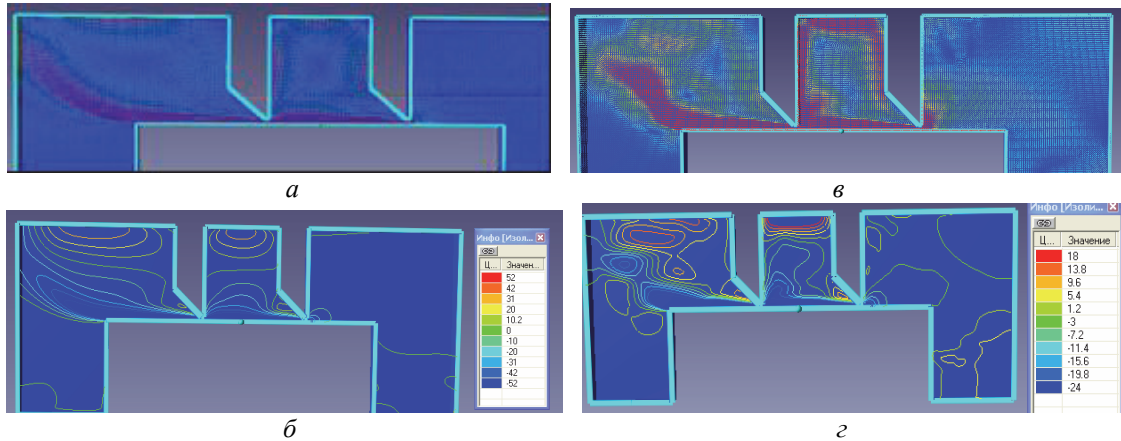


Рис. 8 – Векторное поле (*a, в*) и изолинии (*б, з*) потока при истечении через уплотнение $z = 2$: *a, в* – $n = 0$ об/мин; *б, з* – $n = 15000$ об/мин

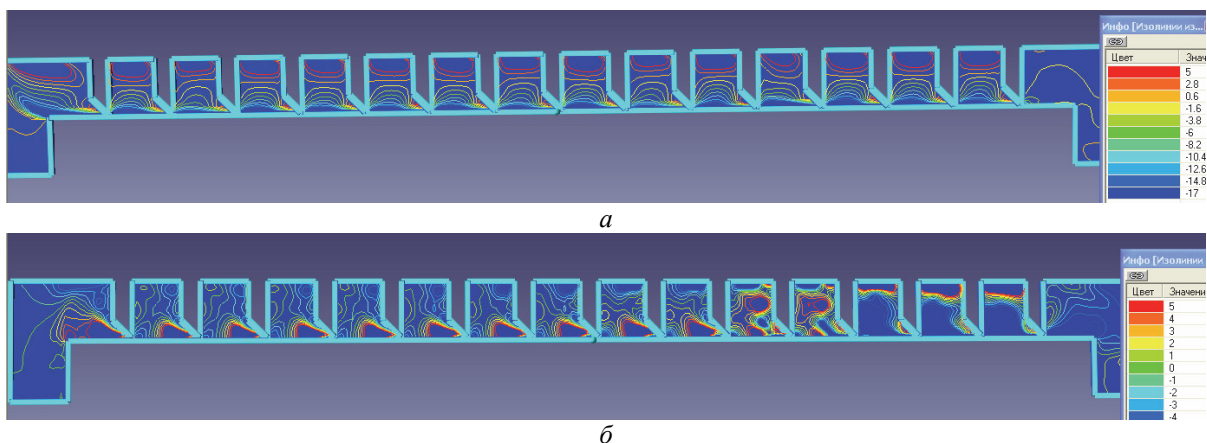


Рис. 9 – Изолинии скорости потока в уплотнении $z = 15$: *a* – $n = 0$ об/мин; *б* – $n = 15000$ об/мин

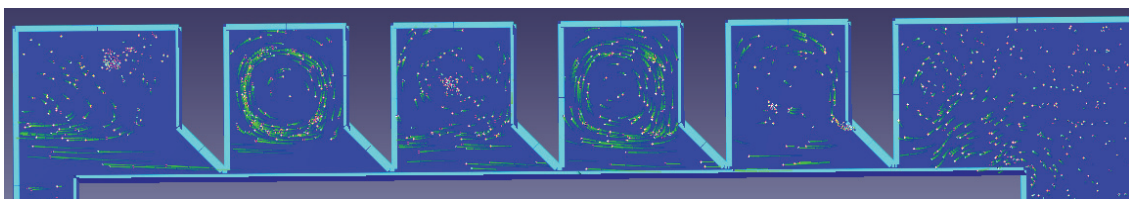


Рис. 10 – Траектории движения частиц в уплотнении ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $n = 6700$ об/мин)

Течение в двухгребенчатом уплотнении показано на рис. 8. При неподвижном вале в камере между гребнями формируется классический тороидальный вихрь, а струя протечки не деформируясь достигает щели второго гребня и далее развивается по предыдущему сценарию (рис. 8*a,б*). Заметим, что оба идентичных гребня генерируют различную структуру потока за собой и характеризуются различными коэффициентами расхода. При вращении вала эта картина существенно видоизменяется (рис 8*в,з*), поток приобретает более «беспокойный» характер, и в промежуточной, и в выходной камерах.

В уплотнении с 5-ю гребнями имеет место качественно другая структура потока: характерные зоны интенсивных тороидальных вихрей чередуются с зонами спокойного движения рис. 9.

В уплотнении с 15-ю гребнями рис. 10 при неподвижном вале структура потока во всех камерах идентична, а при вращения вала, наблюдаются флуктуации – одновременное существование зон без вихревого течения (первые три камеры), переходной (следующие две камеры) и зон стабильной вихревой структуры (остальные камеры). Из табл. 2 видно, что пики коэффициентов μ_i соответствуют тем гребням, перед которыми происходит перестроение потока.

Выводы

1) Впервые с применением программного комплекса получены данные детального исследования течения в лабиринтном уплотнении с гладким валом, подтвержденные экспериментальными исследованиями.

2) Установлена зависимость расходных характеристик и структуры потока в лабиринтном уплотнении от частоты вращения вала.

3) Для моделирования и анализа течения в лабиринтном уплотнении предложен поэлементный подход, который заключается в рассмотрении уплотнения как системы последовательно работающих щелей с индивидуальными характеристиками.

4) Выявлено неравномерное падение давления по длине уплотнения при любом количестве его гребней, вызванное структурными преобразованиями потока в камерах:

– установлено наличие режимов флуктуации – чередования зон вихревых и без вихревых структур в камерах уплотнения с большим количеством гребней;

– установлено существование аномалий, заключающихся в том, что условный коэффициент расхода щелей изменяется волнообразно по длине уплотнения, с наличием пиковых значений, что свидетельствует о неравномерном распределении нагрузки по гребням уплотнения.

Список литературы: 1. Щегляев, А. В. Паровые турбины [Текст] / А. В. Щегляев. – М. : Энергия, 1967. – 4-е изд. – 301 с. 2. Селезнев, К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров [Текст] / К. П. Селезнев. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 389 с. 3. Орлик, В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем [Текст] / В. Г. Орлик // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–7. 4. Бондаренко, Г. А. Результаты отработки узлов центробежного компрессора для перспективных технологических процессов [Текст] / Г. А. Бондаренко и др. // Сб. тр. «ЛПИ». – 1983. – С. 18–22. 5. Марцинковский, В. А. Щелевые уплотнения [Текст] / В. А. Марцинковский. – Сумы : СумГУ, 2005. – 415 с. 6. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. – М. : Энергия, 1974. – 2-е изд. – 592 с. 7. Мисарек, Д. М. Турбокомпрессоры [Текст] / Д. М. Мисарек. – М. : Машиностроение, 1968. – 236 с. 8. The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery // Ltd. – 1975. 9. Бага, В. Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения [Текст] / В. Н. Бага // Journal of engineering sciences. – 2014. – № 1. – С. 1–7.

Bibliography (transliterated): 1. Shhegljaev, A. V. *Parovye turbiny*. Moscow : Jenergija, 1967. Print. 2. Seleznev, K. P. *Teorija i raschet turbokompressorov*. Leningrad : Mashinostroenie, 1986. Print. 3. Orlik, V. G. "Rashodnye harakteristiki uplotnenij s odinochnym i gruppovym drosselem." *Tjzheloe mashinostroenie*. No 9. 1993. 4–7. Print. 4. Bondarenko, G. A. et al. "Rezultaty otrabotki uzlov centrobezhnogo kompressora dlja perspektivnyh tehnologicheskijh processov." *Sb. tr. "LPI"*. 1983. 18–22. Print. 5. Marcinkovskij, V. A. *Shhelevye uplotnenija*. Sumy : SumGU, 2005. Print. 6. Dejch, M. E. *Tehnicheskaja gazodinamika*. – Moscow : Jenergija, 1974. Print. 7. Misarek, D. M. *Turbokompressory*. Moscow : Mashinostroenie, 1968. Print. 8. The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery // Ltd. 1975. 9. Baga, V. N. "O fizicheskom modelirovanii labirintnogo uplotnenija." *Journal of engineering sciences*. No 1. 2014. 1–7. Print.

Поступила (received) 03.12.2014