

Г.А. Бондаренко, к. т. н., проф., В.Н. Бага аспирант (Сумской государственной университет)
г. Сумы, Украина

Влияние конструктивных параметров на расходные характеристики лабиринтных уплотнений

Приведены результаты численного и экспериментального исследования лабиринтных уплотнений с гладким валом. Получен ряд новых данных о влиянии основных геометрических параметров (высота и шаг гребней, диаметр, зазор и количество гребней). Даны рекомендации по выбору параметров и уточнены их оптимальные значения. С использованием средств визуализации программного комплекса получены данные о закономерностях структуры потока в расширительных камерах уплотнений.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, геометрические параметры, структура потока, расширительные камеры.

Наведено результати чисельного та експериментального дослідження лабиринтних ущільнень з гладким валом. Отримано ряд нових даних про вплив основних геометричних параметрів (висота і крок гребенів, діаметр, зазор і кількість гребенів). Дано рекомендації щодо вибору параметрів і уточнені їх оптимальні значення. З використанням засобів візуалізації програмного комплексу отримані дані про закономірності структури потоку в розширювальних камерах ущільнень.

Ключові слова: лабиринтне ущільнення, геометричні параметри, структура потоку, розширювальні камери.

The results of numerical and experimental investigation of the labyrinth seals with a smooth shaft. A number of new data on the impact of the main geometric parameters (height and pitch of the ridges, the diameter, the gap and the number of ridges). The recommendations on the choice of parameters and refined their optimal values. Using visualization software package provided data on the patterns of flow structure in the expansion chamber seals.

Keywords: labyrinth seal, geometric parameters, the structure of the flow, expansion chambers.

Введение

В настоящее время при создании новых компрессоров и турбин идет борьба за каждую десятую долю процента к.п.д. проточных частей. В то же время потери к.п.д. от внутренних протечек в турбомашине достигают иногда нескольких процентов, особенно в турбомашине высокого давления с малыми поперечными размерами проточной части (в ступенях малой расходности). Однако сложный механизм течения в лабиринтных уплотнениях не изучен, а для расчетов величины утечки используется приближенная формула Стодола, основанная на аналогии с истечением газа через отверстие с острой кромкой, которая дополнена поправочными коэффициентами, учитывающими тип уплотнения, размеры камер, форму гребней [1 - 4]

$$l = \mu_p \cdot k \cdot f \sqrt{\frac{1 + (p_2 / p_1)}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2)} \cdot \rho, \quad (1)$$

где μ_p – коэффициент расхода отверстия; $k = f(p_2 / p_1, z)$ – поправочный коэффициент, определяемый

по кривым Эгги в зависимости от уплотняемого перепада и числа гребней уплотнения.

Известные опытные данные получены на имитационных установках, обычно плоских, без учета формы кольцевого зазора. При этом пренебрегается влияние на значение расхода величины расстояния между гребнями t и их высоты h , вращения вала, закрутки потока на входе, эксцентриситет вала и др. Такой эмпирический подход к расчету протечки через лабиринтные уплотнения используется до настоящего времени. Не существует строгой методики моделирования характеристик уплотнений. Проектирование уплотнений сводится к установке гребней высотой $h = 4 \dots 6$ мм на любой требуемый диаметр D , а величина зазора s принимается исходя из условий эксплуатации (несоосность, прогиб и вибрация вала, и. т. п.). Системные исследования лабиринтных уплотнений не проводились. Между тем появились мощные программные комплексы, позволяющие углубленно исследовать течения в каналах сложной формы.

Постановка задачи и методы исследований. Была поставлена задача более детального экспериментального и теоретического исследования характеристик лабиринтных уплотнений с целью проверки обоснованности положений, используемых при их расчетах и проектировании.

В качестве исходного исследуемого уплотнения принято типичное лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска центробежного нагнетателя серийного газоперекачивающего агрегата типа ГПА – 16 с натурными размерами. Уплотнение состоит из пяти гребней высотой $h = 5$ мм, установленных с шагом $t = 4$ мм, диаметр уплотнения $D = 240$ 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 $p_1 / p_2 = 1,06 \div 1,21$. Дополнительно были проведены исследования уплотнений с другими диаметрами вала с целью выявления влияния масштабного фактора, уточнение

влияния различных геометрических параметров на расходные характеристики лабиринтных уплотнений и их оптимизация.

Экспериментальные исследования проводились на универсальном стенде, а численные – с использованием гидродинамического программного комплекса Flow Vision. В качестве расходных характеристик уплотнения принимались расход протечки m и условный коэффициент расхода $\mu = \mu_p \cdot k$, определяемый из формулы (1).

Методика численного моделирования течения учитывала специфику микро-геометрии уплотнения и вращение вала. При осесимметричной постановке рассматривался сектор проточной части $\gamma=3^\circ$. Расчетная сетка строилась таким образом, чтобы в радиальном зазоре $s = 0,225$ мм поместить порядка 10 ячеек. Итоговая расчетная сетка области состояла из 300 – 500 тыс. расчетных ячеек, в зависимости от размеров уплотнения. Выбрана стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности. Для выбранной модели “полностью сжимаемая жидкость” шаг по времени сначала задавался равным одной десятой пролетного времени. Моделирование течения проводилось в стационарной постановке, воздух рассматривался как совершенный газ. Поверхности стенок проточной части принимались гидравлически гладкими. Входными граничными условиями принимались значения статического давления и температуры. В качестве критерия сходимости принималось отсутствие больших осцилляций в значениях входных и выходных параметров. Верификация численных результатов проводилась в [5] и показала приемлемую корректность расчетной методики.

Результаты исследования.

Поскольку приведенные в доступной литературе экспериментальные данные по исследованию лабиринтных уплотнений не привязаны к характерному его диаметру, возникает вопрос о диапазоне их применимости и методике моделирования уплотнений. Полное геометрическое подобие предполагает изменение размеров гребней и камер пропорционально диаметру вала, что, очевидно, для большого диаметра приведет к необоснованно большим размерам, а для очень малого диаметра – к “вырождению” лабиринтного уплотнения, когда оно по сути приближается к обычному щелевому уплотнению. Что касается величины радиального

зазора, то его выбор обычно производится из чисто конструктивных соображений: зазор должен быть минимальным, но гарантирующим отсутствие касания гребней о поверхность вала. Таким образом, полное геометрическое подобие при моделировании лабиринтных уплотнений не имеет смысла.

На практике получил распространение метод частичного моделирования, когда на основе накопленного опыта принимаются размеры гребней (высота h , заострение кромки Δ) и камер (шаг между гребнями t), которые при моделировании переносятся на требуемый диаметр, а радиальный зазор s выбирается конструктивно. Опыт турбо – и компрессоростроения показывает, что обычно принимают размеры $h \approx t = 4...6$ мм независимо от свойств и параметров газа.

С целью выявления влияния масштабного фактора были исследованы экспериментальным и расчетным путем лабиринтные уплотнения диаметрами $D = 80, 120$ и 240 мм, с геометрией гребней идентичной базовому варианту $D = 240$ мм рис. 1. При обычном расчете протечек для всех этих уплотнений принимается одинаковое значение коэффициента расхода μ . Это свидетельствует о некорректности

такого моделирования и необходимости введения поправочных коэффициентов, учитывающих влияние масштабного фактора, что ранее не учитывалось.

Далее было выполнено расчетное исследование вариантов полученных полным и неполным геометрическим моделированием на уменьшенных диаметрах вала $D=120$ и 80 мм, относительно базового $D=240$ мм. Полное геометрическое моделирование было выполнено путем уменьшения всех геометрических размеров уплотнения в 3 раза, (т.е. пропорционально уменьшению диаметра вала). Значения коэффициентов расхода уплотнения для сравниваемых вариантов приведены в табл. 1:

Расхождение между величинами коэффициентов расхода уплотнений, выполненных с соблюдением неполного и полного геометрического моделирования по отношению к базовому варианту достигает 15 %, что весьма существенно. Весомым недостатком использования полного геометрического моделирования является его чрезмерно малый зазор, который невозможно выдержать на практике.

Затем было проведено численное исследование проявления масштабного фактора при постоянном значении относительного зазора в

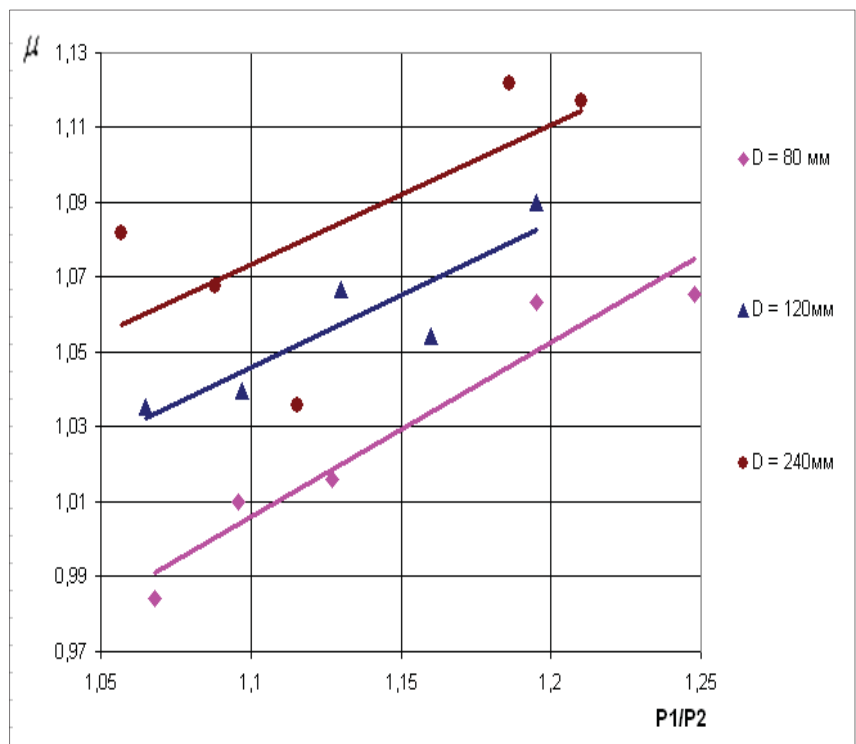


Рис. 1. Исследование влияния масштабного фактора ($z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм)

Таблица 1. Сравнение результатов полного и неполного геометрического моделирования уплотнения ($z = 5, p_1/p_2 = 1,06$)

Вариант	Диаметр вала уплотнения D , мм	t , мм	h , мм	s , мм	μ
Базовый	240	4	5	0,225	1,082
Неполное моделирование	120	4	5	0,225	1,036
	80	4	5	0,225	0,984
Полное моделирование *	80	1,3	1,66	0,116	0,918

* – получено расчетным путем.

широком диапазоне уплотняемого перепада давления, при одинаковых значениях шага t и высоты гребней h рис.1. Попытка обобщения результатов по безразмерному параметру s/D не привела к желаемому результату. Существенные отличия коэффициентов расхода уплотнения при различных диаметрах вала происходит потому, что с увеличением характерного диаметра уплотнения увеличивается площадь его проходного сечения, а значит и величина расхода протечки через него также увеличится. Поскольку в уплотнение поступает большее количество газа, то необходим и больший геометрический объем его кольцевых камер для обеспечения полноты гашения скорости поступающего потока.

Из приведенных визуализаций течения (рис. 2), полученных численным исследованием видно, что положение ядра вихревых зон, с увеличением диаметра уплотнения смещается от вала вглубь расширительных камер, т. е. подобие течения не сохраняется, что очевидно и есть проявлением масштабного фактора.

Можно предполагать, что лабиринтные уплотнения имеют резерв повышения эффективности путем надлежащего изменения геометрических размеров его кольцевых камер соответственно изменению величины объемного расхода потока.

Влияние высоты камер. Объем камеры за гребнем влияет на величину протечки, т. к. определяет условия гашения кинетической энергии струи. Очевидно, что чем больше объем камер тем лучше. Однако размер камер напрямую связан с осевым размером уплотнения и усложняет конструкцию узла и машины в целом.

Повышение эффективности лабиринтного уплотнения можно осуществить путем подбора оптималь-

ного коэффициента расхода уплотнения от величины высоты его гребней h при неизменном шаге t . Видно, что оптимальным значением является $h=4$ мм, что близко к принимаемым на практике размерам.

Некоторые визуализации течения для двух значений параметра $h=4$ мм и $h=2$ мм приведены на рис. 4. Следует отметить, что уменьшение высоты камеры h на 2 мм позволяет образовавшемуся вихревому течению потока занять весь кольцевой объем камеры,

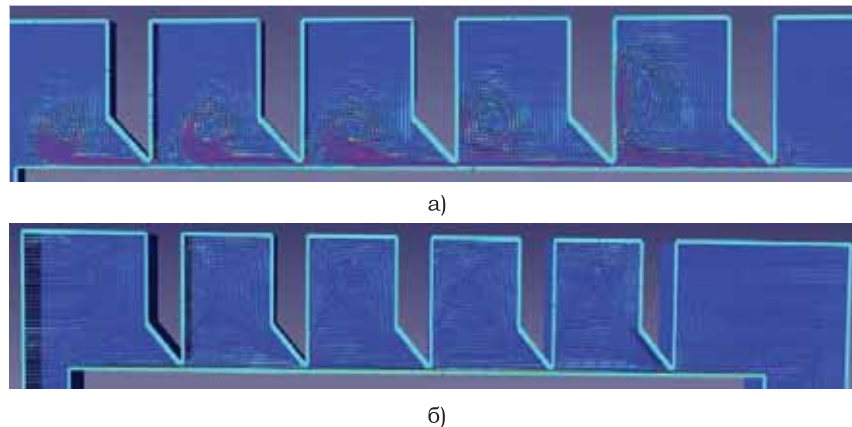


Рис. 2. Векторы скорости в уплотнениях ($s = 0,225, z = 5, t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1/p_2 = 1,07$): а) $D = 80$ мм; б) $D = 240$ мм

ных значений расстояния между гребнями t и их высоты h .

Орлик В.Г. в [4] связывает геометрические размеры камеры со степенью гашения скорости и коэффициентом расхода уплотнения при помощи теории Абрамовича Г.Н. Необходимая при этом относительная длина струи вычисляется как отношение ее эффективной длины l к полуширине узкого сечения, но является ли это единственным обобщающим параметром. И.Е. Идельчик [6] рассматривал струю в камере лабиринтного уплотнения как свободную, и не полуограниченную, так как опираясь на ряд экспериментальных данных было установлено, что сопротивление со стороны стенки камеры приравнивается к сопротивлению потока в уплотнении, поскольку имеет место развитый пограничный слой с обратными течениями. При помощи возможностей визуализации течения в программном комплексе Flow Vision получили ответ на вопрос - что же происходит с потоком внутри лабиринтов при различных размерах камер.

На рис. 3 приведена расчетная зависимость условного коэф-

а не меньшую ее часть, а структура его деформируется, приобретает “приплюснутое” поперечное сечение. При этом осуществляется обжимающее воздействие на струю, предотвращающее ее диффузию, что способствует проникновению струи через следующий щелевой зазор. Из сравнения рис. 4, а и б видно, что степень расширения струи при $h=4$ мм в два раза больше чем при $h=2$ мм, т. е. гашение скорости в первом случае интенсивнее, что и снижает значение коэффициента μ .

Влияние величины шага гребней. Результаты численного исследования влияния увеличения объема кольцевых камер уплотнения за счет увеличения расстояния t между его гребнями приведены на рис. 5, а. Из графика следует, что коэффициент μ тем меньше, чем больше размер камеры t . С точки зрения осевых размеров узла, целесообразно принимать значение не более 7 мм, что подтверждается практикой. А принятое при конструировании соотношение $t/h=0,8$ исходя из зависимостей на рис. 5, б представляется не вполне обоснованным.

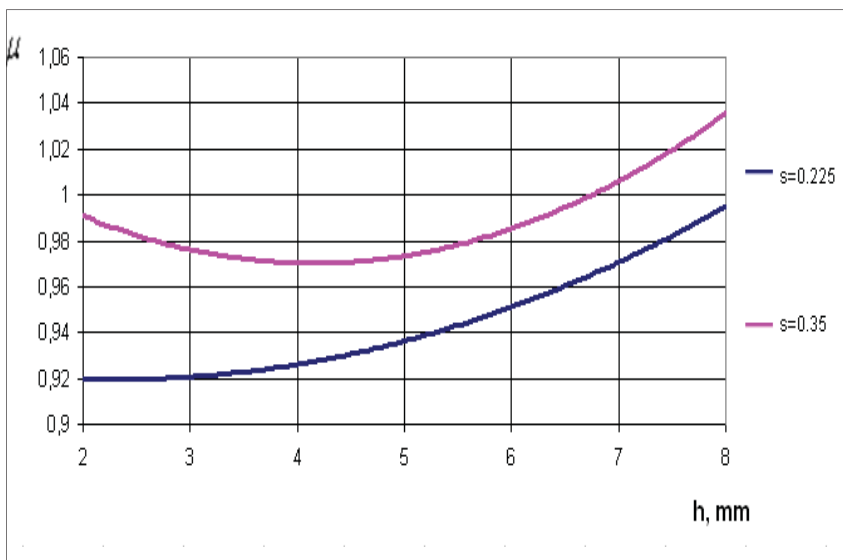


Рис. 3. Влияние высоты кольцевых гребней h на коэффициент расхода уплотнения ($D = 80$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $p_1/p_2=1,25$)

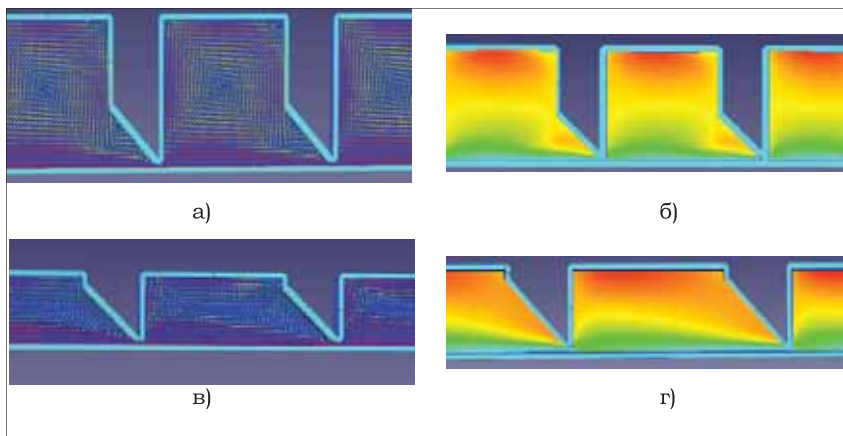


Рис. 4. Визуализации течения: $D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2=1,25$): а) $h = 4$ мм; б) $h = 2$ мм

Наилучшее по герметичности значение t асимптотически стремится к величине $t=10$ мм, однако она не является рациональной с точки зрения габаритов уплотнения. На практике принимают $t=4...6$ мм, но при этом как следует из рис. 5, а коэффициенты μ а, значит и расход увеличиваются на 15%.

Весьма показательным является уменьшение шага от $t=7$ до 2 мм (рис. 6, а и б): резкое стеснение струи в узких камерах препятствуют ее диффузии и полному гашению скорости, повышая протечку, как это было выше при уменьшении высоты камеры h . Можно утверждать, что чем больше зазор s , тем больший расход газа через щели, тем больший требуется объем камер. Действительно, из рис. 5, а следует, что для зазора $s=0,225$ мм

Таблица 2. К выбору рациональных значений t и h ($p_1/p_2=1,25$, $D = 80$ мм, $z = 5$)

№ п. п.	t , мм	h , мм	$s = 0,225$ мм		$s = 0,35$ мм	
			m , кг/с	μ	m , кг/с	μ
1	4	5	0,0059	0,947	0,0094	0,96
2	8	4	0,00518	0,825	0,00814	0,832

наиболее подходящее значение $t=7$ мм, а для $s=0,35$, $t=9$ мм.

Для увеличенного зазора $s=0,35$ мм была проведена серия расчетов по нахождению искомого значения t при увеличенном $h=6,5$ мм. Оказалось, что такой прием позволяет снизить коэффициент расхода μ , приблизив его к значению для зазора $s=0,225$ мм.

Поскольку зазор в лабиринтном уплотнении увеличивается в процессе эксплуатации из-за износа гребней, необходимо учитывать

это при их конструировании. Рассчитаны протечки для двух уплотнений с различным соотношением шага t и высоты h для двух значений радиальных зазоров. Результаты показывают (табл. 2), что наиболее рациональными являются камеры с высотой гребней $h=4$ мм, и шагом $t=8$ мм, т. е. заведомое увеличение объема камер может послужить компенсирующим фактором при увеличении зазора в эксплуатации. Визуализация течения для случая $s=0,225$ мм, приведенная на рис. 7, может служить примером наиболее рациональной организации течения в лабиринтном уплотнении: хорошо сформированные кольцевые вихри и хорошая диффузия струй (гашение скоростей) в камерах.

Влияние радиального зазора. Зазор в уплотнении является важнейшей геометрической характеристикой, определяемой исключительно эксплуатационными условиями. Зазор характеризуется конусностью, эксцентриситетом, износами явлениями. На практике принято назначать расчетный зазор в соответствии с выражением $s = 0,001 D$, но при малых диаметрах не рекомендуется выполнять зазор менее чем 0,2 – 0,3 мм [1]. Многочисленные экспериментальные и расчетные исследования не выявили каких-либо отклонений от прямопропорциональной зависимости расхода утечки от величины зазора (рис. 8).

При этом коэффициент расхода уплотнения не сохраняет постоянное значение. Величина зазора косвенно влияет на выбор значе-

ний t и h . Как было показано выше, при увеличении зазора увеличивается расход протечки, для гашения скоростей которого требуются большие объемы камер. Поэтому при устройстве уплотнений на больших диаметрах (а значит с увеличенными зазорами) для уменьшения протечки требуется увеличение размеров камер (табл. 3).

Влияние эксцентриситета вала. Известно, что вследствие сборки и в процессе эксплуатации центробежного компрессора, име-

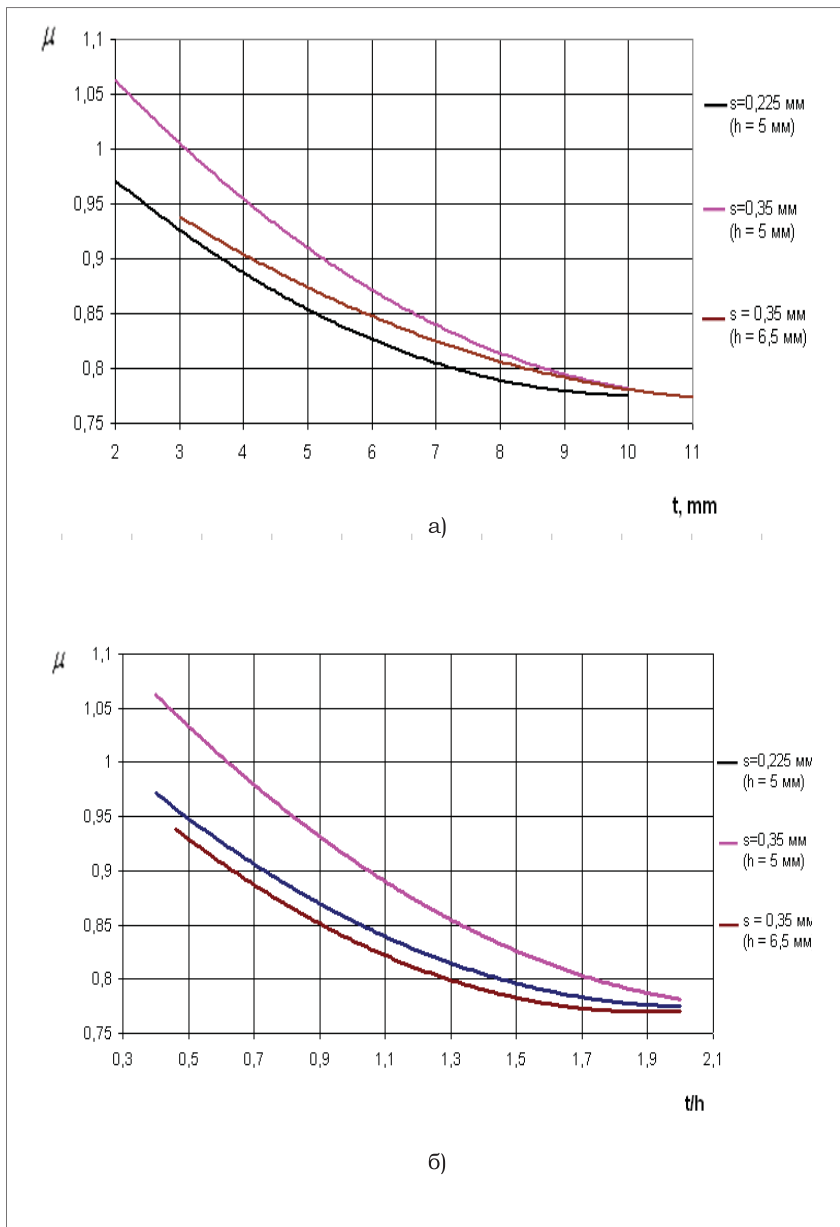


Рис. 5. Влияние шага t между кольцевыми гребнями уплотнения на его коэффициент расхода ($D = 80$ мм, $z = 5$, $h = 5$ мм, $p_1/p_2 = 1,25$): а) $\mu = f(t)$; б) $\mu = f(t/h)$

ет место наличие эксцентриситета между его роторными и статорными частями, при чем, чем крупнее агрегат, тем больше его значение. Для оценки влияния эксцентриситета E была использована возможность экспериментального стенда по изменению соосности статорной и роторной частей лабиринтного уплотнения. Эксцентриситет устанавливался на базовом варианте геометрии лабиринтного уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм). На рис. 9 приведено сравнение величины протечки через уплотнение при концентричном положении вала ($E=0$) и эксцентрич-

ном, до касания со статорной поверхностью ($E=1$). Опыты проведены при неподвижном вале.

Из рис. 9 видно, что наличие эксцентриситета способствует увеличению протечки через уплотнение до 13 %, что существенно.

Таблица 3. Изменения объема камер уплотнения ($D = 240$ мм, $s = 0,35$ мм, $z = 5$, $t/h = 0,8$, $p_1/p_2 = 1,21$)

t , мм	h , мм	m , кг/с	μ
4	5	0,0277	1,03
6	7,5	0,0258	0,96
8	10	0,0252	0,93

Также проведено экспериментальное исследование влияния эксцентриситета в уплотнении с увеличенным радиальным зазором s , который позволил провести опыты с вращением вала с эксцентриситетом $E = 0,5$ (рис 10).

Из графиков на рис. 10 видно, что при $n = 0$ об/мин наличие эксцентриситета способствует увеличению протечки через уплотнение, а при наличии окружной составляющей скорости наблюдается интенсивная тенденция к резкому снижению протечки с увеличением частоты n . Данный процесс происходит из-за более интенсивного вихреобразования со стороны увеличенного зазора за счет неконцентричности вала.

Влияние количества гребней уплотнения. Согласно формуле (1) расход протечки обратно пропорционален величине \sqrt{z} , что вполне подтверждается практикой. Однако выбор числа z тесно связан с осевым габаритом уплотнения, который всегда имеет конструктивные ограничения. С другой стороны, необходимо выдерживать достаточный размер камер $t \times h$. При заданной длине уплотнения l возникает дилемма: с точки зрения герметичности лучше принять большее количество гребней при уменьшенных размерах t камер, или меньше гребней с большими камерами. Для решения этого вопроса было проведено численное исследование ряда уплотнений с постоянной общей длиной $l = 24$ мм, но с разным количеством гребней – от 4 – х до 9 – ти, что соответствовало значениям $t/h = 1,17 \dots 0,24$.

Расчеты показали, что соблюдение указанного выше отношения $t/h = 0,8$ необязательно, поскольку с увеличением числа гребней уплотнения, его эффективность изменяется незначительно (рис. 11, а). Ухудшение условий гашения скорости в камерах из-за уменьшения размера t компенсируется увеличением количества гребней.

Исходя из формулы (1), расход протечки пропорционален комплексу $\alpha_p k \sqrt{1/z} = \mu \sqrt{1/z}$, величины которого для $z = 4$ и 9 составляют соответственно 0,425 и 0,35, т.е. в данном примере предпочтитель-

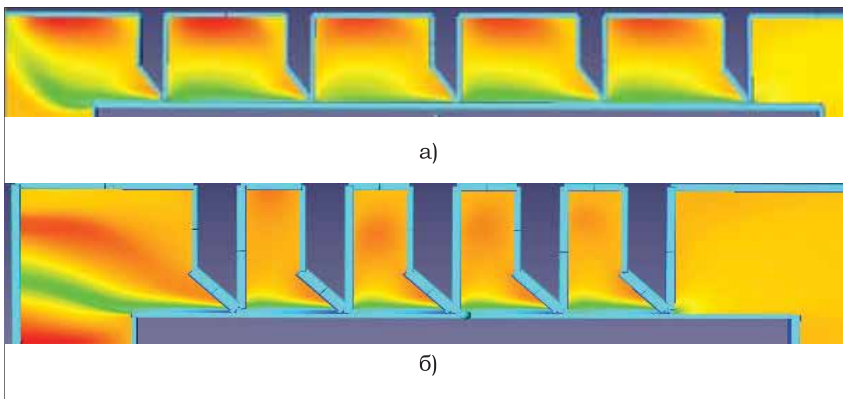


Рис. 6. Некоторые визуализации для условий: $D = 80$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$ об/мин, $p_1/p_2 = 1,25$: а) $t = 7$ мм; б) $t = 2$ мм

но принимать большее количество гребней с меньшими камерами между ними. Наилучшим решением является уплотнение с 7-ю гребнями, расход через которое на 10 % ниже, чем у исходного $z = 4$. Однако с точки зрения практической целесообразности лучше принимать меньшее количество гребней при прочих равных условиях.

Представляет интерес сопоставить с предыдущими данными результаты исследования подобных уплотнений, но с параметром $t/h = 0,8 = \text{const}$, выдерживая его за счет пропорционального уменьшения шага t и высоты гребней h с увеличением числа гребней согласно табл. 4. Сравнение значений коэффициентов расхода для уплотнений с $t = \text{var}$, $h = \text{const}$ и уплотнений с $t/h = \text{const}$ рис. 11, б указывают на близость их значений при $z \leq 6$. С дальнейшим увеличением количества гребней различие увеличивается, особенно с ростом зазора, при этом более эффективно уплотнение с $t/h = \text{var}$ (способствует снижению расхода от 5 до 10 %). Это говорит о том, что определяющим является не параметр t/h , а размер камер t .

Выводы

В результате проведенных численных и экспериментальных исследований лабиринтных уплотнений с гладким валом получены новые данные, расширяющие и уточняющие существующие представления о конструировании и расчете таких уплотнений:

1) Показано влияние масштабного фактора на коэффициент расхода уплотнения и неприемлемость полного геометрического моделирования уплотнений.

2) Подтверждены используемые оптимальные значения геоме-

Таблица 4. Варианты уплотнения $D = 80$ мм при $t/h = 0,8$ при различных значениях t/h , ($h = 0,8$ мм)

z	t , мм	l , мм	μ
4	5,87	33	1,174
5	4	24	0,8
6	2,9	24	0,58
7	2,13	24	0,426
8	1,6	24	0,32
9	1,2	24	0,24

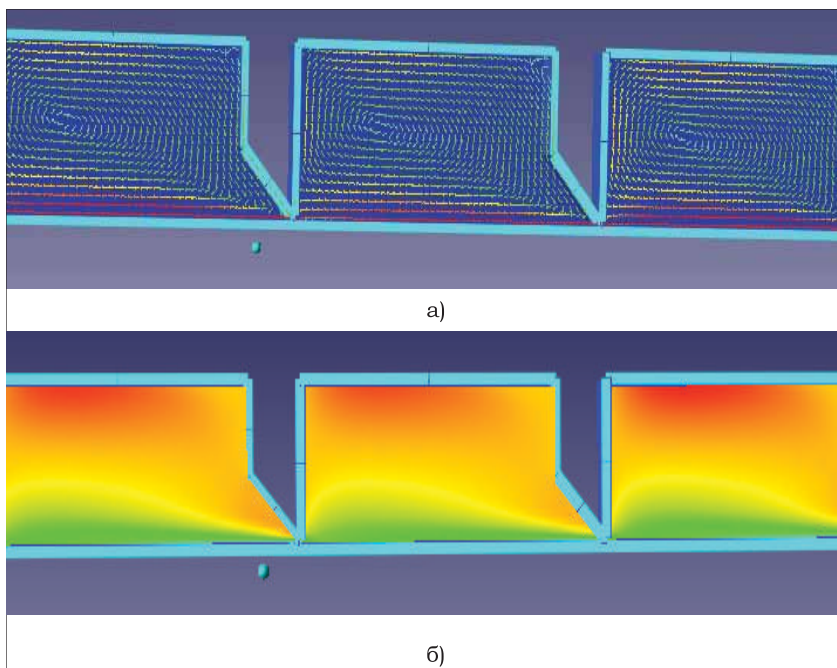


Рис. 7. Векторы скорости ($D = 80$ мм, $t = 8$ мм, $h = 4$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$ об/мин, $p_1/p_2 = 1,25$): а) векторы скорости; б) заливка скорости

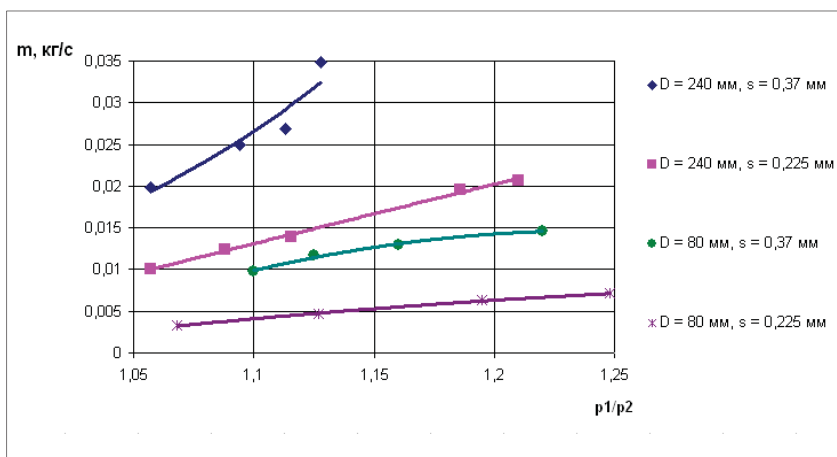


Рис. 8. Влияние радиального зазора на величину протечки через уплотнение

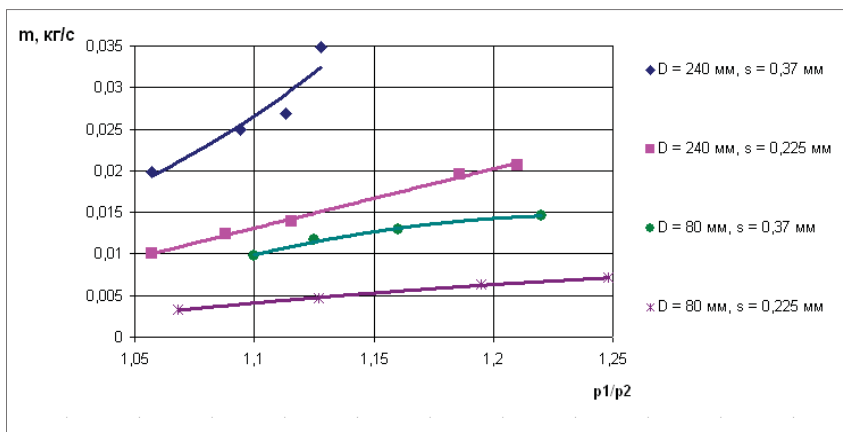


Рис. 9. Влияние эксцентриситета зазора в уплотнении ($s = 0,225$ мм)

Таблица 5. Варианты уплотнения $D = 80$ при различных значениях t/h , ($h = 5$ мм)

z	t , мм	l , мм	t/h
4	5,87	33	1,174
5	4	24	0,8
6	2,9	24	0,58
7	2,13	24	0,426
8	1,6	24	0,32
9	1,2	24	0,24

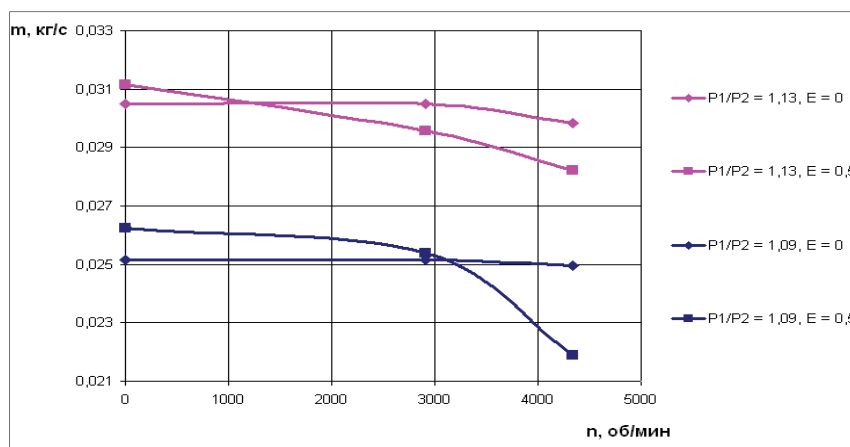


Рис. 10. Влияние частоты вращения вала при $E = 0$ и $E = 0,5$ на величину протечки через уплотнение ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм)

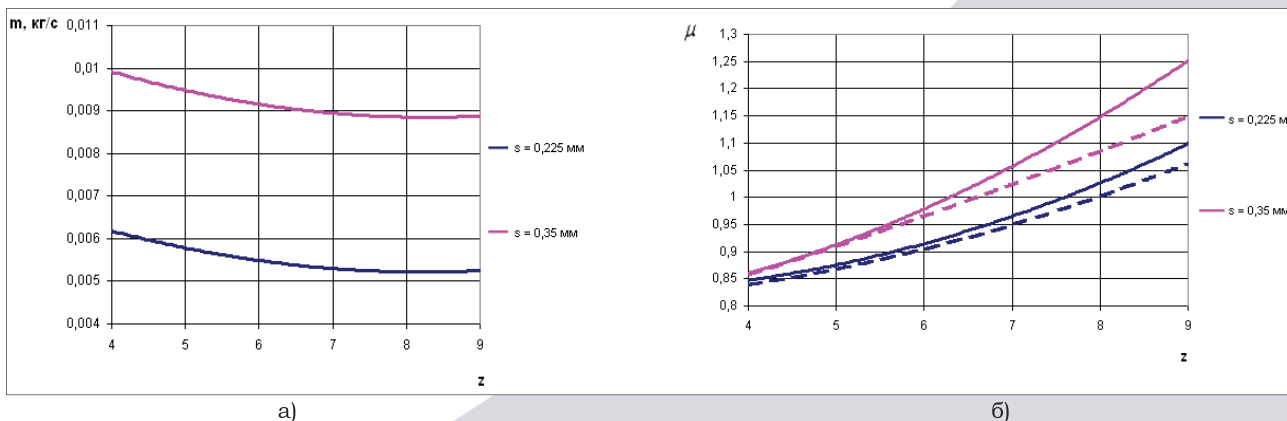


Рис. 11. Влияние количества гребней на характеристики уплотнения: ($D = 80$ мм, $l = 24$ мм, $n = 0$ об/мин, $p_1/p_2 = 1.25$): а) $m = /pf(z)$; б) $f(z)$; сплошной линией показаны результаты при $t/h = 0,8$, пунктирной $t/h = var$

трических параметров уплотнения $h = 3...5$ мм, $t = 4...7$ мм для диаметров в диапазоне 80...240 мм. Показано, что соотношение t/h не всегда является оптимальным.

3) Показано, что увеличение зазора в уплотнении требует увеличения объема его камер.

4) Установлена взаимосвязь основных параметров уплотнения (t , h , s , z).

5) Установлено, что имеет место оптимальное количество гребней для уплотнения заданной длины.

6) Получены визуализации картины течения в камерах уплотне-

ния при различных геометрических параметрах.

Список литературы:

1. Щегляев А. В. Паровые турбины. Издание 4-е. – М.: Энергия, 1967. – 301 с.

2. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М.: Ленинград, 1951. – 244 с.

3. Селезнев К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1986. – 389 с

4. Орлик В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем / В. Г. Орлик // М.: "Тяжелое машиностроение", 1993. – № 9. – С. 4 – 7.

5. Бага В. Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения. Том 1. Journal of engineering sciences. – № 1 (2014). – С. 1 – 7.

6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Госэнергоиздат, 1975. – 559 с.