

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЯЧЕИСТО-ЛУНКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Никитин И.А., Петрунин Б.Н., Дмитриев С.С.

ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва

Аннотация

В данной работе проведено исследование расходных характеристик уплотнения с ячеистым статором. Ротор имел лунковую поверхность с диаметром $d=10$ мм и глубиной $h=1$ мм. Статорная часть изготовлена из штампованных колец и радиальных пластин, образуя ячеистую структуру с прямоугольным сечением. На внешней пластине были выполнены отверстия для сепарации влаги в камеру уплотнения за статором. Серии экспериментов проводились с неподвижным диском и вращающимся при различных оборотах (1000; 2000; 3000 об/мин). Результаты построения расходных характеристик показали, что влияние вращения пренебрежимо мало. Численное исследование в Ansys выявило сложный пространственный характер течения газа в проточной части уплотнения с образованием обратных вихревых течений. В уплотнении с лунками вихри в ячейках напротив имеют более пологую структуру. Усиление вихревых структур связано с изменяющимся градиентом площади лунок, где происходит локальное ускорение основного потока, который, в свою очередь, нагнетает возмущенный поток в ячейки. Выполненные численный расчет и натурный эксперимент показали эффективность применения данной конструкции уплотнения для паровых турбин, особенно в узлах больших осевых перемещений валопровода относительно корпуса.

Ключевые слова: уплотнение, паровые турбины, расходная характеристика, зазор, статор, ротор.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE FLOW CHARACTERISTICS OF A CELLULAR WELL SEAL FOR STEAM TURBINES

Ivan Nikitin, Boris Petrunin, Sergey Dmitriev

National Research University of MPEI, Moscow

Abstract

In this paper, a study of the flow characteristics of a seal with a cellular stator is carried out. The rotor had a well surface with a diameter of $d = 10$ mm and a depth of $h = 1$ mm. The stator part is made of stamped rings and radial plates, forming a cellular structure with a rectangular cross section. Holes were made on the outer plate to separate moisture into the sealing chamber behind the stator. A series of experiments were carried out with a fixed disk and rotating at different speeds (1000; 2000; 3000 rpm). The results of the construction of consumption characteristics showed that the effect of rotation is negligible. Numerical research at Ansys revealed the complex spatial nature of the gas flow in the flow part of the seal with the formation of reverse vortex flows. In a seal with wells, the vortices in the cells, on the contrary, have a more gentle structure. The strengthening of vortex structures is associated with a changing gradient of the area of the wells, where local acceleration of the main flow occurs, which, in turn, pumps the perturbed flow into the cells. The numerical calculation and field experiment performed have shown the effectiveness of using this seal design for steam turbines, especially in nodes of large axial displacements of the shaft line relative to the housing.

Keywords: seal, steam turbines, flow characteristics, gap, stator, rotor.



Введение

В паровых турбинах из-за наличия вращающихся и неподвижных элементов присутствуют утечки рабочего тела в периферийных, диафрагменных, торцевых и концевых уплотнениях. В настоящее время одни из самых эффективных по расходу утечки являются ступенчатые лабиринтные уплотнения (с полным гашением кинетической энергии). Но данный вариант уплотнительной конструкции не всегда удается внедрить из-за большого осевого смещения ротора относительно статора. При этом для предотвращения осевого задевания применяют конструкцию прямоточного лабиринтного уплотнения, расходная характеристика которого хуже.

Однако качество применяемых уплотнений определяется не только утечкой, но и их сопротивлением износу. При эксплуатации паровых турбин, особенно в переходных режимах, в штатных уплотнениях неизбежны задевания ротора о статор и соответствующий износ гребней уплотнений, что, естественно, приводит к увеличению потерь от утечки [1]. В этой связи применяют так называемые ячеистые (сотовые) уплотнения, износ которых при эксплуатации позволяет безопасно и экономично их использовать. Тем не менее, возможно усилить уплотнительный эффект при помощи нелинейной поверхности, которая позволит уменьшить кинетическую энергию рабочего тела от ячейки к последующим ячейкам.

В настоящей работе была поставлена задача экспериментально оценить расход утечки через прямоугольно-ячеистое уплотнение с противоположной лунковой и гладкой поверхностью с целью оценить эффективность использования лунок и дать практические рекомендации по их применению.

Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводился на установке, конструктивная схема которой представлена на рис. 1. В корпусе 1 расположен стандартный подшипниковый узел 2, вал которого 3 через пальцевую муфту 5 приводится во вращение электродвигателем 4 с частотным регулированием. Электродвигатель позволял при проведении эксперимента плавно изменять частоту вращения вала от 0 до 3000 мин⁻¹.

Воздух от компрессора ТВ-42-1,4 при максимальном избыточном давлении 40 кПа поступал в напорный трубопровод, в котором установлено расходомерное сопло, и через запорно-регулирующую задвижку подводится к стенду. Пройдя через кольцевую радиальную сопловую решетку 6, поток воздуха закручивался и попадал непосредственно в камеру перед рабочей частью, состоящую из роторного 7 и статорного 8 элементов исследуемого уплотнения, после которой по четырем патрубкам 9 выходил в атмосферу.

При работе экспериментальной установки на сжатом воздухе, содержащем капельную влагу, особенно важна была роль уплотняющих колец 10, минимизирующих попадание влаги в подшипниковый узел.

Форсунки 11, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях, впрыскивают в проточную часть воду и позволяют исследовать сепарацию влаги. При этом происходило смешение капельной влаги и сжатого воздуха. Таким образом, закрученный воздушно-капельный поток поступал на вход в исследуемую модель уплотнения. После заполнения системы избыточная вода удалялась через дренаж 12.

В процессе эксперимента измеряли избыточное давление Δp_0 непосредственно перед уплотнением, статическое давление за уплотнением Δp_k с помощью водяного дифференциального манометра с точностью 2 мм вод. ст. Атмосферное барометрическое давление B измеряли с помощью ртутного барометра с погрешностью 1 мм рт. ст. После этого рассчитывали абсолютные давления перед уплотнением $p_0 = (B + \Delta p_0)$ и за уплотнением $p_k = (B + \Delta p_k)$ и отношение давлений $\varepsilon = p_k/p_0$.



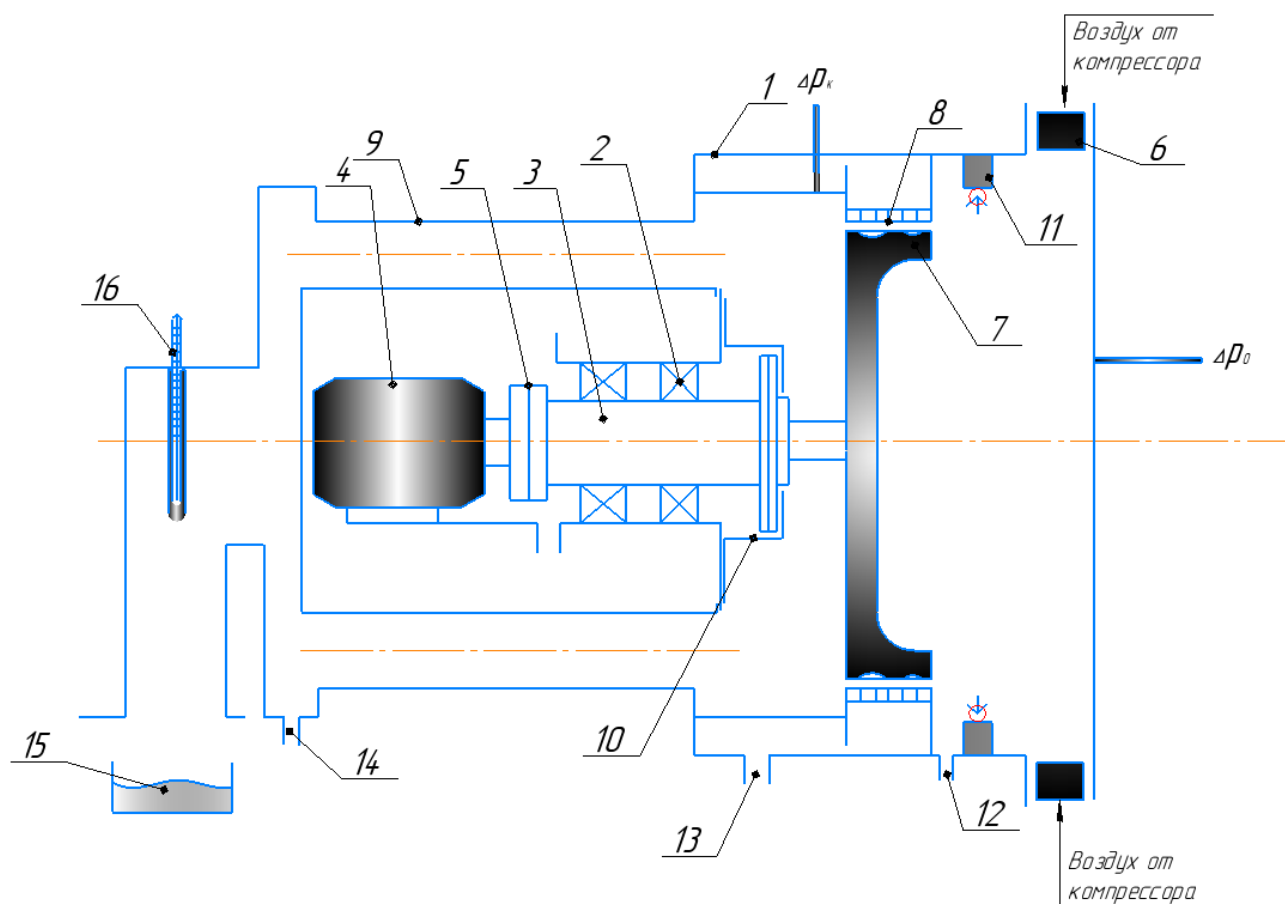


Рис. 1. Конструктивная схема стенда для исследования расходных характеристик и влажности прямоугольно-ячеистых уплотнений с лунковым и гладким ротором:

1 – корпус; 2 – стандартный подшипниковый узел; 3 – вал; 4 – электродвигатель; 5 – пальцевая муфта; 6 – сопловая решетка; 7 – ротор, 8 – прямоугольно-ячеистый статор; 9 – коллектор отвода воздуха; 10 – уплотняющее кольцо; 11 – форсунка; 12–14 – дренаж; 15 – водосборник; 16 – ртутный термометр.– таблица

Избыточное давление за расходомерным соплом Δp_{0c} измеряли с помощью зонда полного давления водяным дифференциальным манометром с погрешностью 2 мм вод. ст. Температуру полного торможения измеряли термометром **16** с погрешностью 1°C .

Отношение давлений ε перед уплотнением и на выходе из него вычисляли по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_k + B}{\Delta p_0 + B}.$$

Скорость одномерного потока на срезе сопла рассчитывали по формуле для одномерного потока идеальной несжимаемой жидкости, так как сжимаемостью потока можно было пренебречь [2]:

$$c = \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}},$$

где ρ – плотность потока в выходном сечении сопла. Плотность рассчитывали по уравнению состояния:



$$\rho = \frac{B}{RT},$$

где R – универсальная газовая постоянная для воздуха; T – температура воздуха в струе в выходном сечении, определяемая по уравнению изоэнтропы по измеренной температуре полного торможения после сопла и перепадом давлений на него. Расход через сопло G вычисляли по формуле:

$$G = \rho c F_c,$$

где F_c – площадь выходного сечения сопла.

Описание конструкции уплотнения в рабочей части стенда и экспериментальные исследования расходных характеристик

Статорная часть (рис. 2) состояла из прямоугольно-ячеистой структуры, образованной стальными штампованными кольцами **1**, радиальными пластинами **2**, расположенными под углом 45° к плоскости по касательной. Внутренний диаметр статора таким образом составлял $d_{ст.} = 287,5$ мм. Также для сепарации влаги на внешней пластине выполнены сквозные отверстия **3**. В первом эксперименте ротор имел гладкую структуру рабочей поверхности (диаметр диска $d_{д.} = 285$ мм), во второй серии эксперимента на поверхности диска были выполнены 2 ряда лунковых выемок **4** по окружности, расположенные в шахматном порядке. Диск крепится к валу двигателя посредством шпилек, проходящих через отверстия **5**, и центруется относительно статора. Установочный зазор уплотнения после сборки составлял $\delta = 1,25$ мм. Важно отметить, что роторная часть была изготовлена из оргстекла на токарном станке, биение которого не превышало 0,05 мм.

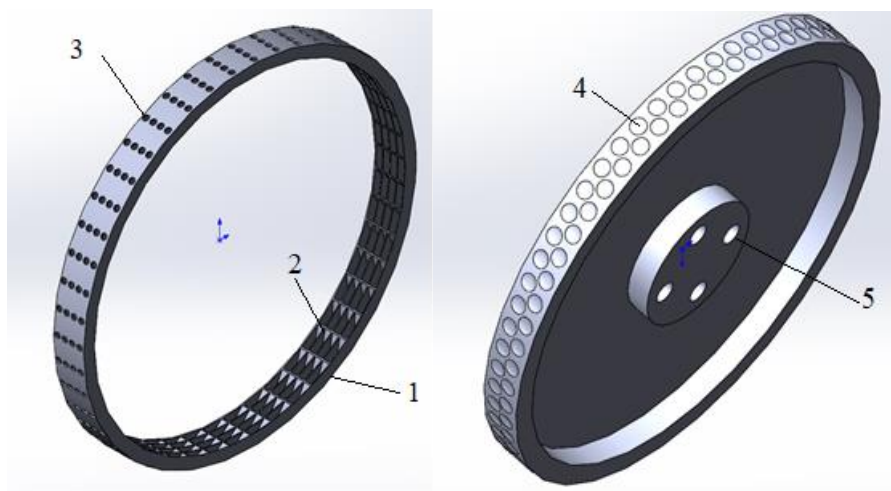


Рис. 2. Аксонометрия исследуемого уплотнения:

1 – кольца; 2 – пластины; 3 – отверстия для сепарации влаги; 4 – лунковые выемки; 5 – крепежные отверстия, передающие момент на вал

Серии экспериментов проводились с неподвижным диском и вращающимся при различных оборотах (1000; 2000; 3000 об/мин). Результаты построения расходных характеристик показали, что влияние вращения пренебрежительно мало (это подтверждают и другие авторы, например [4]), поэтому все дальнейшие результаты будут представлены для статического эксперимента.

При обработке экспериментальных данных были построены зависимости расхода утечки от перепада давлений на проточную часть уплотнения $G = f(\varepsilon)$ (рис. 3).

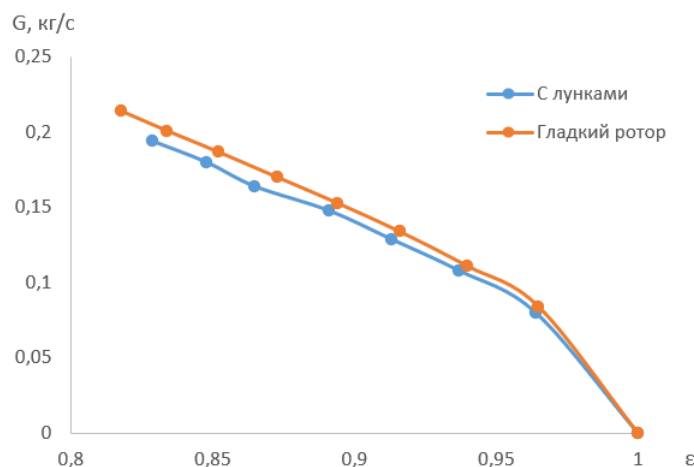


Рис. 3. Расходная характеристика прямоугольно-ячеистого уплотнения с лунковым и гладким ротором по результатам эксперимента

При $\varepsilon = 0,9$ расход утечки уплотнения с лунковым ротором уменьшился на 5,7% по сравнению с гладким, а для перепада давлений $\varepsilon = 0,85$ экономичность составила уже 6%.

Перепад давлений на периферии первой рабочей ступени ЦНД турбины типа К-800-23,5 составляет $\varepsilon = 0,82$ и далее идет на уменьшение до $\varepsilon = 0,5$ в последней ступени. Компрессор ТВ-42-1,4 при максимальном избыточном давлении 40 кПа, который задавал параметры рабочего тела на входе в исследуемое уплотнение, не дал перепад ниже $\varepsilon = 0,82$. Более того, при дальнейшем снижении ε течение преобразуется в сверхзвуковое с образованием обратных вихревых течений, что усложняет измерение относительного давления в характерных точках, и дальнейший расчёт нужно производить с учётом сжимаемости среды (число Маха $M > 0,3$). В связи с этим представляется интерес расширения диапазона исследования расходной характеристики с использованием численных методов, рассмотренных ниже.

Результаты исследования сепарации влаги

Удаление влаги из проточной части турбины существенно снижает эрозионный износ лопаток и наряду с этим способствует уменьшению потерь энергии от влажности, т.е. повышению относительного внутреннего КПД ступеней. Как показывают опыты, удается удалить только крупнодисперсную влагу, которая составляет небольшую долю общего влагосодержания пара [3].

Одним из способов удаления влаги из проточной части является периферийная сепарация. Влага за счет инерционных сил отбрасывается к периферии ступени, поступает в камеру отбора через прямоугольно-ячеистое уплотнение [5] и затем удаляется из проточной части турбины. Отвод влаги в область пониженного давления сопровождается отсосом некоторого количества рабочего тела, что приводит к снижению КПД ступени.

Следует отметить, что окружная скорость крупнодисперсной влаги в рабочих лопатках выше, чем в сопловой решетке. Поэтому эффективность влагоудаления через периферийное уплотнение может существенно снизить эрозионный износ лопаток.



После получения расходной характеристики (рис. 3) с целью определения эффективности сепарации уплотнения (рис. 2) был проведён эксперимент с влажногазовым потоком для гладкого диска и с лунковой поверхностью.

Эксперимент начинали с подачи на стенд воздуха и установления необходимых параметров аэродинамического режима: давления перед уплотнением и после него, расхода воздуха и его температуры. После этого через форсунки **11** (рис. 1) начинала поступать вода на вход в исследуемую модель уплотнения. С этого момента производили отсчет времени проведения опыта.

При проведении эксперимента измеряли массу (расход) воды, отсепарированной в уплотнении и вытекшей через дренаж **13** (G_2), а также унесенной потоком воздуха после уплотнения и поступившей в дренаж **14** (G_3) и водосборник **15** (G_4). После прекращения подачи воды в форсунки **11** открывали дренаж **12** и измеряли массу воды, вытекшей из него (G_1). Таким образом определялся суммарный расход воды $G_{\text{сум}}$, подаваемый в пространство перед уплотнением:

$$G_{\text{сум}} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4.$$

Для уменьшения погрешности измерений из-за неизбежных утечек в системе водоподготовки для каждого исследованного режима проводили 5 замеров отсепарированной через уплотнение влаги G_2 и суммарного расхода $G_{\text{сум}}$ и осредняли полученные значения.

Практический интерес для исследования сепарационной способности уплотнения представляет коэффициент сепарации ψ , %, который вычисляли по формуле:

$$\psi = \frac{G_2}{G_{\text{сум}} - G_1} \times 100.$$

Для каждого значения ϵ по полученным результатам на рис. 4 построена зависимость коэффициента сепарации от перепада давлений $\psi = f(\epsilon)$.

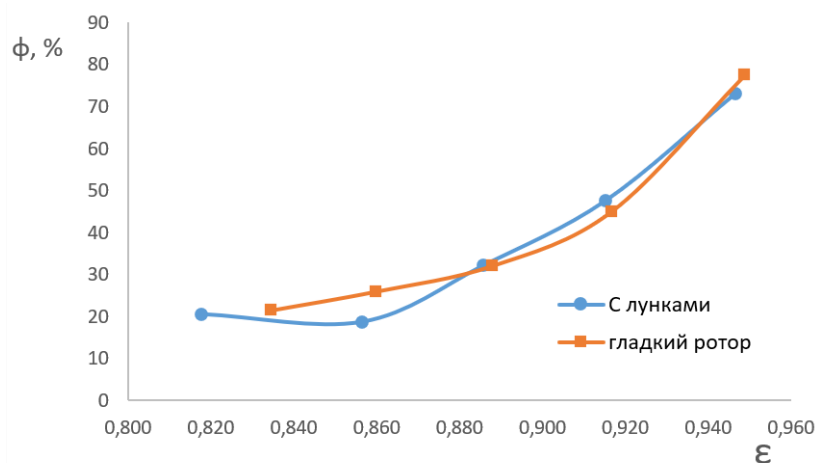


Рис. 4. Характеристика коэффициента сепарации от перепада давлений

Как видно, количество влаги, отсепарированной через уплотнение, увеличивается с уменьшением перепада давлений на него. При этом в пределах погрешности сепарационная способность двух вариантов исполнения ротора одинаковая. Влияние вращения также не было зарегистрировано для гладкого и лункового диска, поэтому представленная характеристика построена при $n = 0$ Гц.



Особенности и результаты расчета методом численного моделирования

Моделирование уплотнения было проведено в CAD (Computer-aided design) программе SolidWorks с последующим анализом CFD (Computational Fluid Dynamics) в CAE (Computer-aided engineering) пакете Ansys Fluent. Численное исследование проводилось путём решения системы уравнений Навье – Стокса для отдельной ячейки сетки.

На рис. 5 показана расчетная сетка прямоугольно-ячеистого уплотнения с прямыми радиальными пластинами для варианта с лунковым ротором. Для увеличения производительности вычислительных мощностей и построения качественной сетки был рассмотрен сегмент уплотнения с применением функции **periodic** (с допущением, что физические процессы по окружности одинаковые).

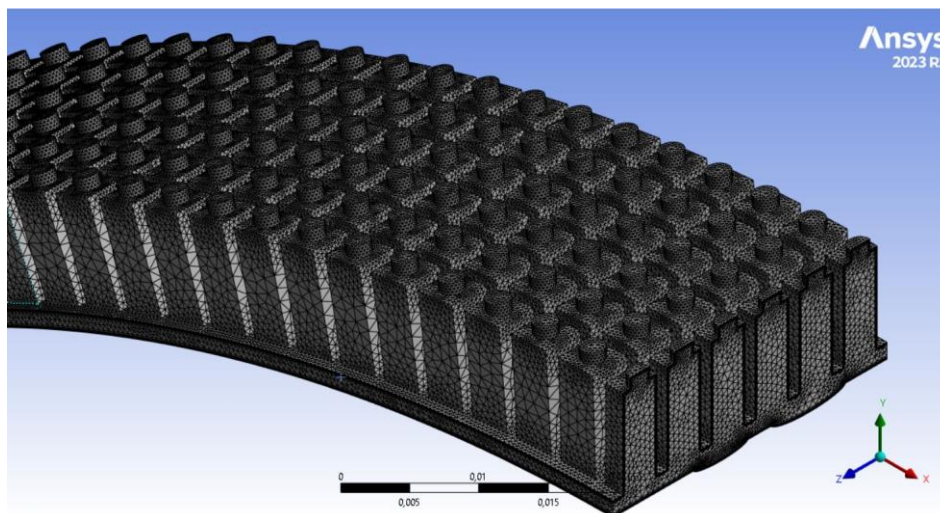


Рис. 5. Расчетная сетка исследуемого уплотнения

Т.к. между моделью статора и ротора зазор $\delta = 1,25$ мм, большое влияние на течение будут иметь пограничные слои. В связи с этим турбулентная вязкость описывается с помощью дифференциальной модели $q-\omega$. В структурированной, автоматически построенной комбинированной $O-H$ -сетке в двух вариантах содержится $8 \div 10 \times 10^6$ ячеек (здесь O -сетка – часть $O-H$ -сетки, образующая узкий слой ячеек вокруг профиля, которая затем переходит в H -сетку между соседними профилями – сетку с более крупными ячейками).. Применение $O-H$ -сетки позволяет повысить точность вычислений вблизи поверхностей уплотнительного канала. Это достигается применением экспоненциального закона уменьшения размера ячеек по мере приближения к поверхности примерно в пределах пограничного слоя. При таком подходе в первой ячейке на стенке во всех случаях $y^+ < 1$ (здесь y^+ – параметр, характеризующий качество сетки пограничного слоя). Это указывает на высокую точность расчетного подхода, реализованного на основе топологии используемой расчетной сетки [6].

В процессе исследований был выявлен сложный пространственный характер течения газа в проточной части уплотнения с образованием обратных вихревых течений [7]. На рис. 6 представлена эпюра скоростей для лункового (а) и гладкого (б) роторов для перепада давлений $\varepsilon = 0,8$. Отчетливо видно, что в уплотнении с лунками вихри в ячейках напротив имеют более пологую структуру. Усиление вихревых структур связано изменяющимся градиентом площади лунок, где происходит локальное ускорение основного потока, который, в свою очередь, нагнетает возмущенный поток в ячейки. Причем это возмущение сильнее в местах отрыва потока в лунках: между первым и вторым углублением. На эпюрах давлений (рис. 7) явно видно падение статического давления в месте отрыва потока.



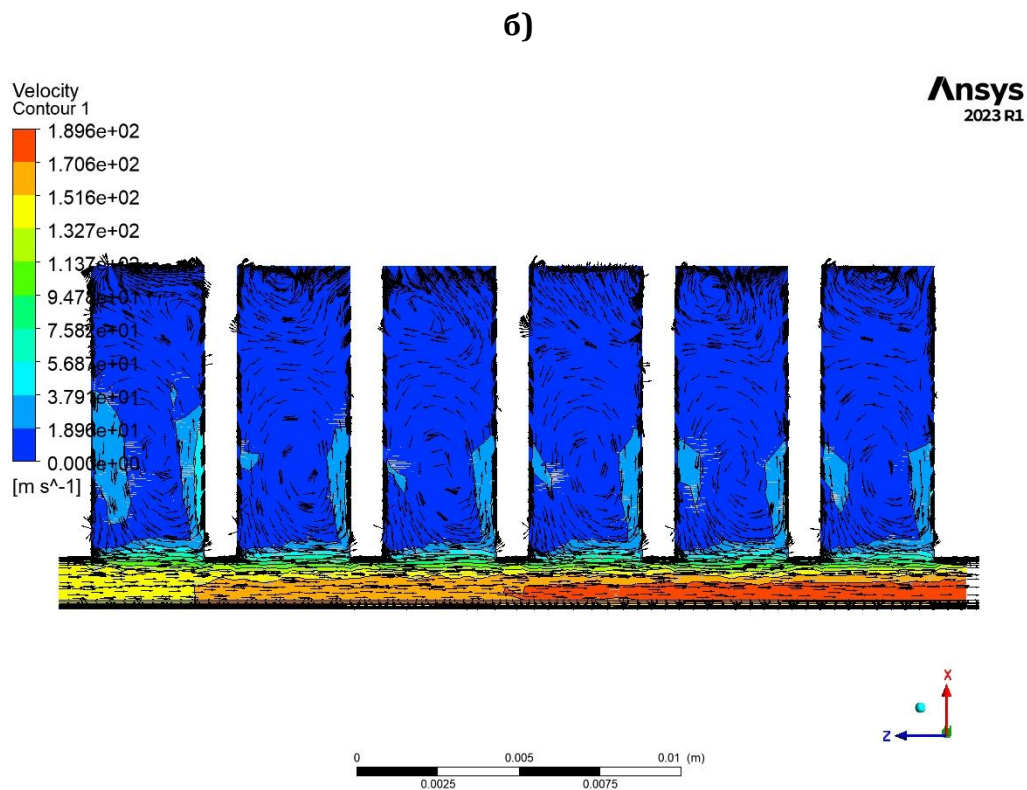
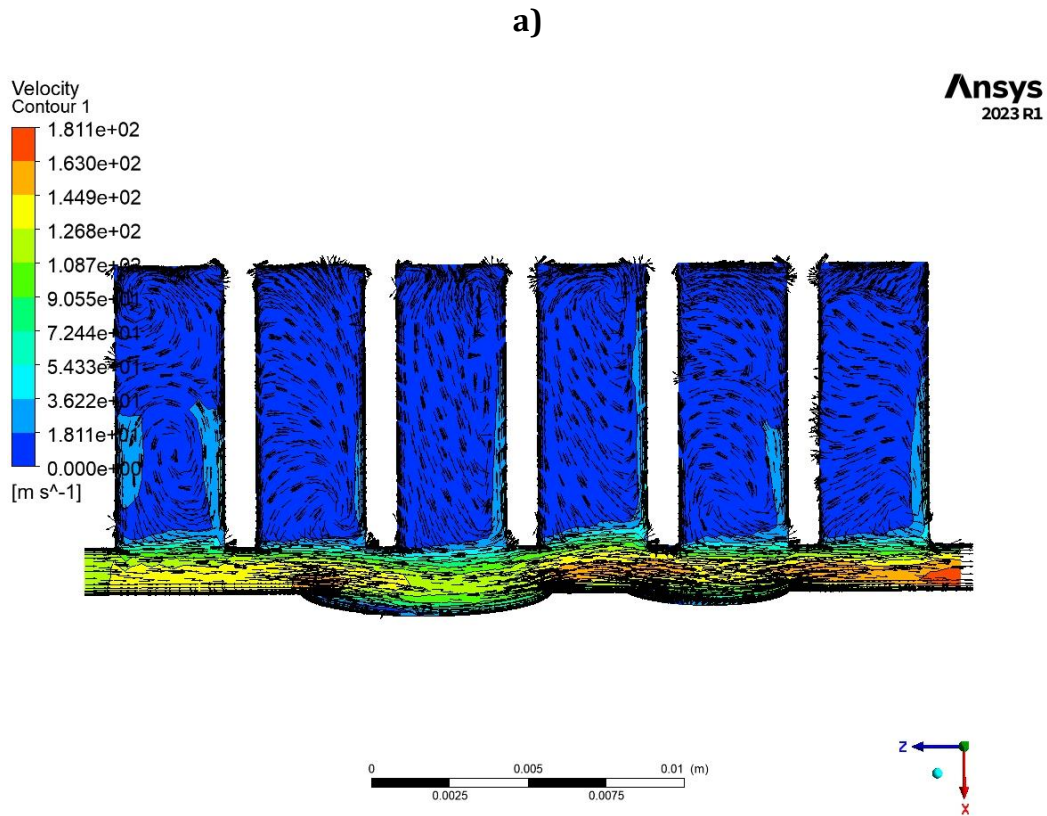


Рис. 6. Распределение проекции абсолютной скорости в продольном сечении уплотнения

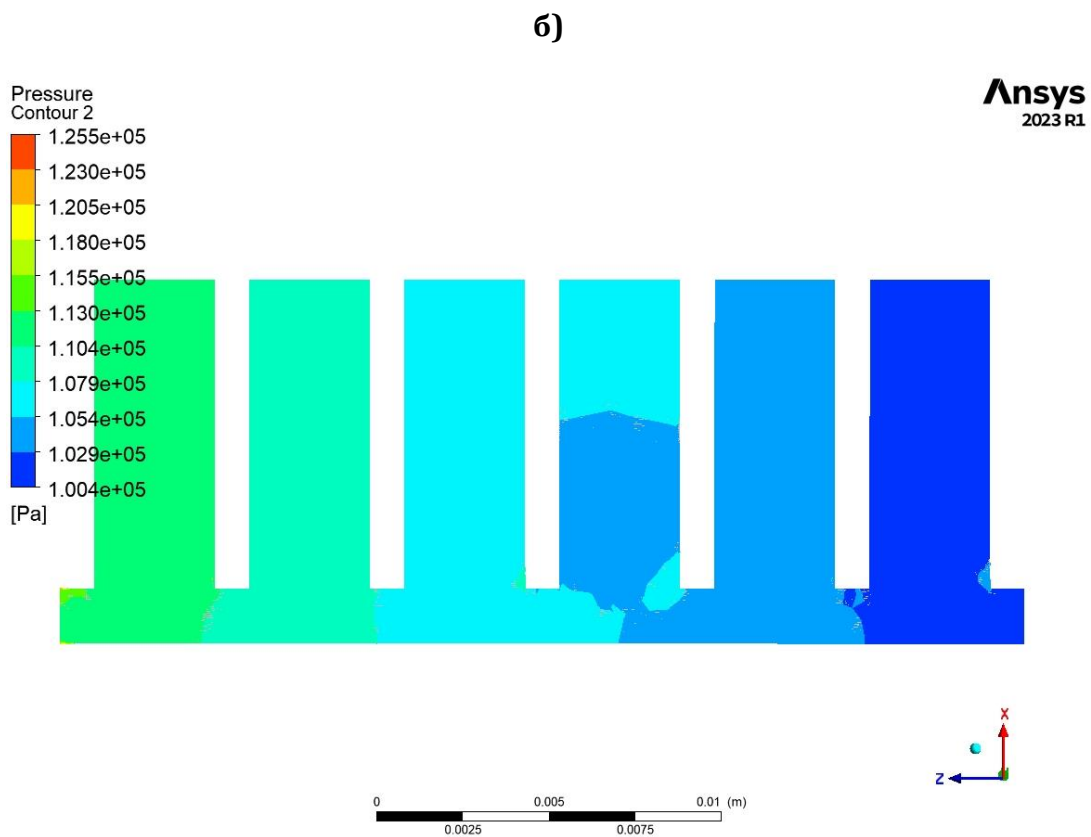
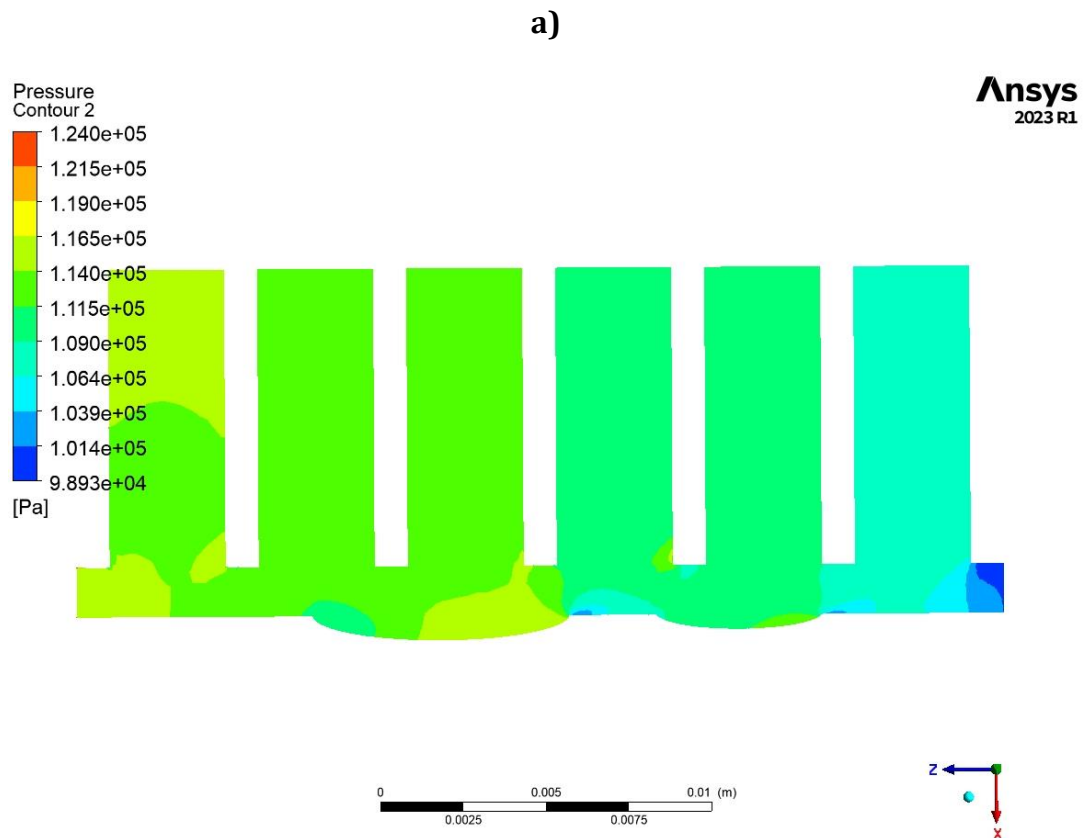


Рис. 7. Распределение статического давления в продольном сечении уплотнения

Для исследованного уплотнения по полученным данным численного моделирования была построена расходная характеристика $G = f(\varepsilon)$ (рис. 8). При $\varepsilon = 0,75$ расход утечки уплотнения с лунковым ротором уменьшился на 8% по сравнению с гладким.

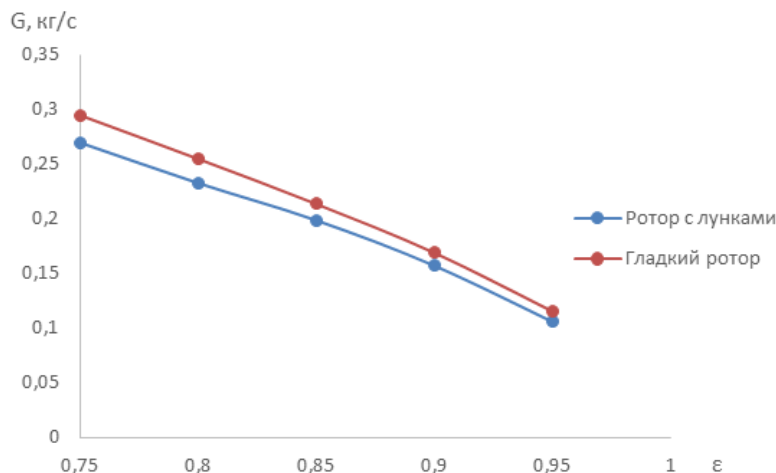


Рис. 8. Расходная характеристика прямоугольно-ячеистого уплотнения с лунковым и гладким ротором по результатам численного моделирования

Сравнение результатов расчетов с данными экспериментов, полученных при исследовании модели уплотнения, показало увеличение расхода утечки уплотнения с прямоугольно-ячеистым статором, образованным прямыми радиальными пластинами (численное моделирование), по сравнению с прямоугольно-ячеистым статором, где радиальные пластины, формирующие ячейки, наклонены под углом 45° к плоскости по касательной (эксперимент). Это объясняется влиянием закрутки потока и направлением радиальных пластин, которые позволяют улавливать перетекающие линии тока поперек уплотняющего канала.

Выводы

1. Предложенная конструкция уплотнения показывает отличную эффективность по уменьшению расхода утечки при том же радиальном зазоре по сравнению с прямоугольно-ячеистым уплотнением с гладким ротором.
2. Результаты исследования прямоугольно-ячеистого уплотнения с комбинированным использованием лунок на противоположной роторной части показали возможность применения его в качестве эффективного конструкторского решения для уменьшения расхода утечки в узлах больших осевых перемещений валопровода относительно корпуса.

Библиографический список

1. Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э. Экспериментальные исследования расходных характеристик разношаговых многогребенчатых уплотнений // Теплоэнергетика. – 2021. – № 4. – С. 47-54. EDN: [BHZYDQ](https://doi.org/10.1134/S0040363621030024). DOI: [10.1134/S0040363621030024](https://doi.org/10.1134/S0040363621030024)
2. Зарянкин А.Е. Механика несжимаемых и сжимаемых жидкостей. – М.: Изд. дом МЭИ, 2022. – 590 с.
3. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д.Трухний; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Изд. дом МЭИ, 2016. – 557 с.



4. Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э. Экспериментальные исследования влияния вращения ротора и закрутки потока перед уплотнениями на расход утечки // Теплоэнергетика. – 2021. – № 2. – С. 16-27. EDN: [ZTLRIO](#). DOI: [10.1134/S0040363621010124](#).
5. Исследование сепарационной способности нового периферийного уплотнения НИУ МЭИ / В.Г. Грибин, С.С. Дмитриев, Б.Н. Петрунин, М.Э.А.Э. Ахмед // Теплоэнергетика. – 2020. - №6. – С. 21-27. EDN: [EYSVEW](#). DOI: [10.1134/S004036362006003X](#)
6. Афанасьев И.В., Грановский А.В., Манаев И.А. Исследование влияния конструкции корпуса на потери в безбандажных турбинных лопатках // Теплоэнергетика. – 2022. – № 8. – С. 21-30. EDN: [MXDABS](#). DOI: [10.56304/S0040363622070013](#)
7. Результаты исследования регулирующего клапана с обратным подводом пара / В.Г. Грибин, О.М. Митрохова, А.В. Шерстнева, П.М. Нестеров // Теплоэнергетика. – 2023. – № 6. – С. 56-66. EDN [HADTIN](#). DOI: [10.56304/S004036362306005X](#)

References

1. Dmitriev, S. S., Petrunin, B. N., & Mohamed, E. A. E. A. (2021). Experimental studies of the discharge characteristics of variable-pitch multifinned seals. *Thermal Engineering*, 68(4), 295-301. <https://doi.org/10.1134/S0040601521030022>
2. Zaryankin, A. E. (2022). *Mexanika neszhimaemy'x i szhimaemy'x zhidkostej* [Mechanics of incompressible and compressible fluids]. Izd. dom MEI. [In Russian]
3. Kostyuk, A. G., Frolov, V. V., Bulkin, A. E., & Truxnij, A.D. (2016) *Parovy'e i gazovy'e turbiny' dlya e'lektrostancij* [Steam and gas turbines for power plants] (Ed. A.G. Kostyuk). Izd. dom MEI. [In Russian]
4. Dmitriev, S. S., Petrunin, B. N., & Mohamed, E. A. E. A. (2021). Experimental studies into the effect that the rotor rotation and flow swirling upstream of seals have on the leakage flowrate. *Thermal Engineering*, 68(2), 94-104. <https://doi.org/10.1134/S0040601521010122>
5. Gribin, V. G., Dmitriev, S. S., Petrunin, B. N., & Ahmed Mohamed, E.A.E. Study into the separation ability of the new nru mpei peripheral sealing. *Thermal Engineering*, 67(6), 343-348. <https://doi.org/10.1134/S0040601520060038>
6. Afanasyev, I. V., Granovsky, A. V., & Manaev I. A. (2022). Studying the casing design influence on the losses in unshrouded turbine blades. *Thermal Engineering*, 69, 569-577. <https://doi.org/10.1134/S0040601522070011>
7. Gribin, V. G., Mitrokhova, O. M., Sherstneva, A. V., & Nesterov, P. M. (2023). Results from the study of a control valve with reverse steam supply. *Thermal Engineering*, 70, 443-452. <https://doi.org/10.1134/S0040601523060058>

Сведения об авторах

Никитин Иван Алексеевич, ведущий инженер кафедры паровых и газовых турбин, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, e-mail: nikitinia@mpei.ru.

Петрунин Борис Николаевич, канд. техн. наук, доцент, ведущий инженер кафедры паровых и газовых турбин, НИУ МЭИ.

Дмитриев Сергей Сергеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин, НИУ МЭИ.

Authors about

Ivan Nikitin, Leading Engineer of the Department of Steam and Gas Turbines, NRU MPEI. e-mail: nikitinia@mpei.ru.

Boris Petrunin, Ph.D., Associate Professor, Leading Engineer of the Department of Steam and Gas Turbines, NRU MPEI.

Sergey Dmitriev, Ph.D., Associate Professor of the Department of Steam and Gas Turbines, NRU MPEI.

