

4. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
5. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>.
6. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦНД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пашенко // Авиаци.-косм. техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 107–113.
7. Lampart, P. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov // J. of Fluids Eng. – 2005. – Vol. 127. – P. 83–93.
8. Lampart, P. Increasing flow efficiency of high-pressure and low-pressure steam turbine stages from numerical optimization of 3D blading / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // Eng. Optimization. – 2005. – Vol. 37. – P. 145–166.

Поступила в редакцию 21.08.15

А. В. Бойко, д-р техн. наук
А. П. Усатый, д-р техн. наук
Д. И. Максютя

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, e-mail: anatoli-boiko@yahoo.com, alpau@ukr.net, studkolo@gmail.com

УДК 621.165

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ОСЕРАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ТУРБИН

Проведено серію тривимірних CFD розрахунків для визначення залежності коефіцієнта витрати вісерадіального ущільнення від зміни його геометричних та режимних параметрів. Побудовано формальну макромодель підвищеної точності, яка дозволяє, задавши відомим набором параметрів, визначити коефіцієнт витрати та розрахувати реальну витрату робочого тіла через ущільнення. Враховано вплив теплового розширення ротора на коефіцієнт витрати в ущільненні. Створено спеціальну комп'ютерну програму для зручності користування даною методикою.

Ключові слова: вісерадіальне ущільнення, коефіцієнт витрати ущільнення, методика оцінки якості ущільнення.

Введение

Потери, связанные с наличием протечек через радиальные надбандажные уплотнения, обычно учитываются при расчете эффективности всей ступени [1]. При этом коэффициент расхода через уплотнения часто оценивался с помощью формулы Стодолы [2], в которой используются эмпирические величины, существенно зависящие от конкретной формы уплотнения. В последнее время в мощных паровых турбинах все чаще используются осерадиальные уплотнения. Однако надежных эмпирических зависимостей для оценки коэффициента расхода уплотнений такого вида нет.

Целью данного исследования является разработка инженерной методики для расчета осерадиальных уплотнений, которая позволяет определить коэффициент расхода через уплотнения с учетом влияния на него как геометрических и режимных параметров, так и смещения усиков уплотнения, вызванного тепловым расширением проточной части.

Постановка задачи

В качестве объекта исследования выбрано осерадиальное надбандажное уплотнение 3-й ступени цилиндра высокого давления одной из мощных паровых турбин. Общий вид уплотнения представлен на рис. 1.

Варьируемыми параметрами были выбраны 10 величин (таблица, рис. 2). Диапазоны варьирования и исходные значения параметров сведены в табл. 1.

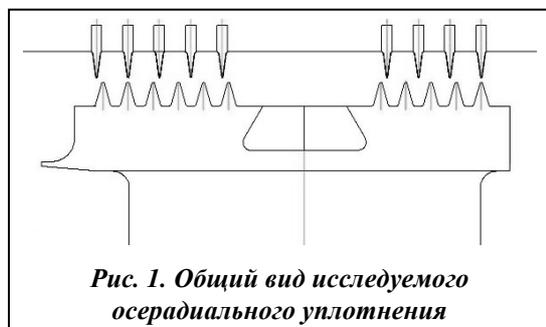


Рис. 1. Общий вид исследуемого осерадиального уплотнения

Исходные и варьируемые параметры

Параметры	Размерность	Исходное значение	Нижняя граница	Верхняя граница
отношение скоростей u/c_ϕ	–	0,569	0,45	0,7
угол потока α_1 около периферии	град	12	12	24
окружная скорость u	м/с	152,68	100	350
количество усиков слева n_1	шт	6	5	7
количество усиков справа n_2	шт	5	4	6
шаг между усиками t	мм	4,8	3,8	5,8
высота усиков h	мм	4,5	3,5	5,5
радиальный зазор δ	мм	1	0,1	2,5
ширина средней камеры T	мм	29	4,5	34
смещение от теплового расширения X	мм	0	$-t$	$+t$

Окружная скорость u была вынесена отдельным варьируемым параметром для обеспечения моделирования течения в уплотнениях турбины с различным диаметром уплотнения. Так, диапазон окружной скорости 100–350 м/с соответствует диаметрам уплотнения: при частоте вращения 3000 об/мин – 636,6–2228,2 мм; при частоте вращения 1500 об/мин – 1273,2–4456,4 мм.

Необходимо отметить, что количество усиков, шаг между ними и их высота измерялись по усикам на бандаже. Схема замеров осерадиального уплотнения показана на рис. 2.

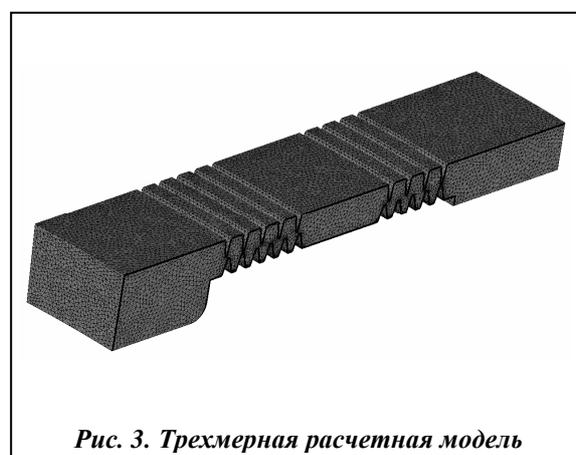
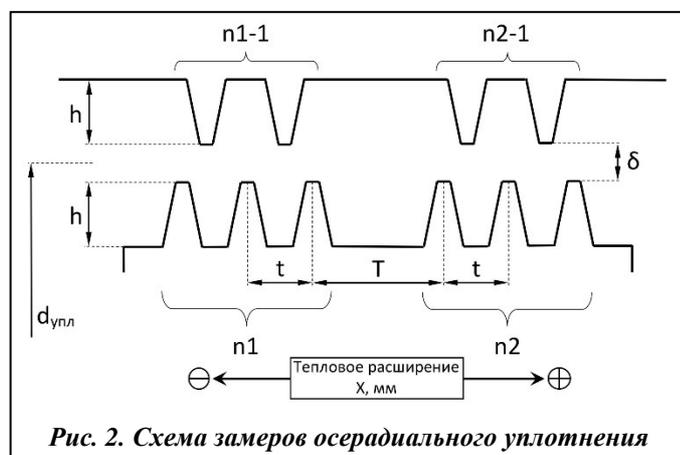
Смещение от теплового расширения измеряется в мм и не может превышать значение шага в каждую из сторон.

Подход к решению задачи

Поставленная задача предполагает создание формальной макромодели (ФММ), которая будет точно определять значение коэффициента расхода в диапазонах изменения варьируемых параметров. Создание ФММ происходит при помощи теории планирования эксперимента [3]. Для повышения точности полученного решения квадратичные и линейные члены полинома формальной макромодели заменялись кубическими сплайнами [4].

Выполнение поставленной задачи предпочтительно с использованием методов вычислительной гидромеханики (CFD). Для этого была создана трехмерная расчетная область исходного уплотнения с параметрами, указанными в таблице. Угловой размер сектора уплотнения составил 3,6°, т. е. 1/100 часть окружности. На всех твердых поверхностях создавалось сгущение сетки для корректного моделирования пограничного слоя с минимальным размером первого элемента 0,05 мм.

Таким образом, была создана тетраэдральная сеточная модель исходного уплотнения с призматическим пограничным слоем и гексаэдральным ядром потока (рис. 3). Общее количество элементов в созданной модели – 876797. Сеточные модели для промежуточных точек плана строились с сохранением вышеизложенных принципов.



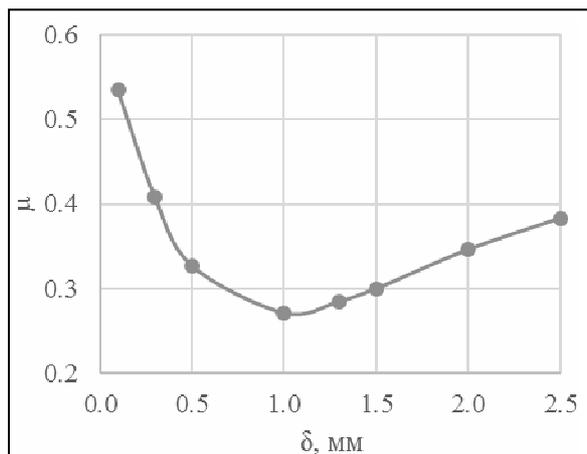


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода от величины радиального уплотнения

В качестве граничных условий для решателя задавались: давление торможения на входе P_1^* , температура торможения на входе T_1^* , угол входа потока в уплотнение α_1 , статическое давление на выходе P_2 , частота вращения бандажа. Начальная турбулентность составила 5%, модель турбулентности k - ω SST, рабочее тело – перегретый пар.

Расчетное исследование

Согласно поставленной цели исследования, был составлен план эксперимента, который в общей сложности состоял из 131 расчетной точки и расчета исходного уплотнения. Все расчеты были выполнены в трехмерной постановке.

Коэффициент расхода через уплотнение определялся как

$$\mu_G = G/G_T,$$

где G – реальный расход через уплотнение, G_T – теоретический расход через уплотнение, определяемый по формуле

$$G_T = F_{\text{упл}} \cdot c_t \cdot \rho_{2t},$$

где $F_{\text{упл}}$ – площадь проходного сечения зазора, c_t – теоретическая скорость истечения из уплотнения, ρ_{2t} – теоретическая плотность потока за рабочей решеткой (как функция зависимости от давления и энтропии).

Площадь проходного сечения зазора

$$F_{\text{упл}} = \pi d_{\text{упл}} \delta.$$

Теоретическая скорость истечения определялась как

$$c_t = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1^* \cdot \frac{1}{\rho_{2t}} \cdot \left[1 - \left(P_2 / P_1^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

где k – коэффициент адиабаты.

Полученные значения теоретической скорости истечения находятся в диапазоне 236,5–375,2 м/с, что значительно ниже скорости звука при данных параметрах потока ($a > 595$ м/с).

Проведение расчетов по плану эксперимента позволило получить формальную макро модель повышенной точности и построить зависимости коэффициента расхода от каждого из варьируемых параметров.

Примечательно, что коэффициент расхода через уплотнение меняется не пропорционально изменению радиального зазора уплотнения (рис. 4). Данная ситуация обусловлена нелинейностью изменения реального расхода при малых радиальных зазорах (рис. 5).

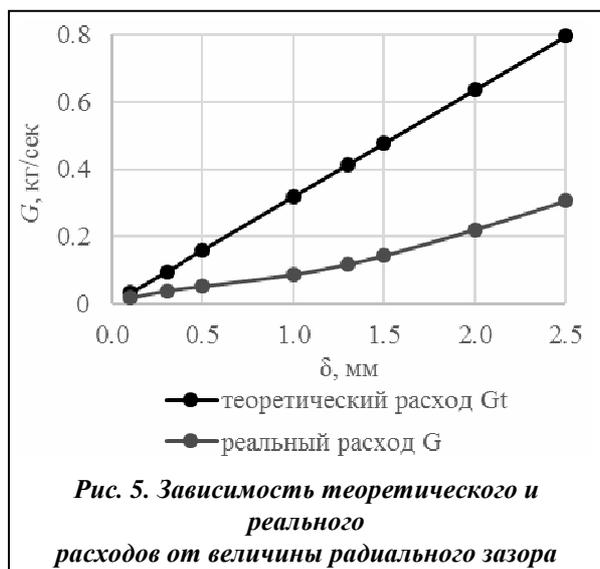


Рис. 5. Зависимость теоретического и реального расходов от величины радиального зазора

Также представляет интерес влияние ширины средней камеры на коэффициент расхода. Видно, что имеется оптимальное значение этой величины, которое находится в пределах 27–30 мм (рис. 6). С уменьшением величины средней камеры и сведением ее до ширины шага между усиками уплотнения коэффициент расхода линейно растет. Данная зависимость подтверждается, и если анализировать влияние шага между усиками уплотнения на коэффициент расхода (рис. 7). С увеличением шага коэффициент

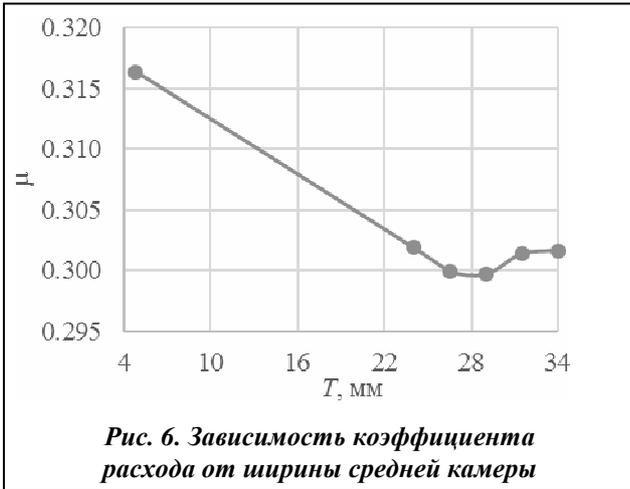


Рис. 6. Зависимость коэффициента расхода от ширины средней камеры

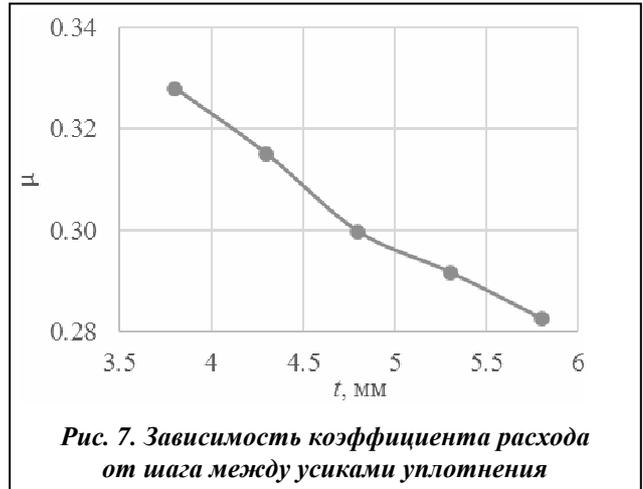


Рис. 7. Зависимость коэффициента расхода от шага между усиками уплотнения

расхода уменьшается.

Исследования осерадиального уплотнения показали, что существует зависимость коэффициента расхода от смещения, вызванного тепловым расширением (рис. 8). Данное влияние оценивалось как отношение коэффициента расхода при заданном осевом смещении к коэффициенту расхода, полученному при нулевом смещении. Так, из рис. 8 видно, что отношение $\mu/\mu_{\chi=0}$ изменяется в пределах 12%. Локальное увеличение коэффициента расхода на 20% при смещении бандажа влево на величину одного шага между усиками обусловлено фактическим уменьшением числа «работающих» камер между усиками, в которых происходит закручивание потока. Также имеется зона, где отношение $\mu/\mu_{\chi=0}$ меньше 1, то есть коэффициент расхода при данном смещении меньше, чем коэффициент расхода при нулевом смещении. Причиной этому является попадание одновременно двух пар усиков на бандаже и периферийной поверхности в «нониус», что, очевидно, вызывает увеличение гидравлического сопротивления уплотнения.

Для удобства использования разработанной методики была создана специализированная программа «Clearance», которая позволяет получить величину коэффициента расхода через уплотнение, задав значения исходных параметров. Интерфейс данной программы представлен на рис. 9.

Выводы

1. Проведен ряд CFD экспериментов, позволивший определить зависимость расхода рабочего тела через осерадиальное уплотнение от изменения его геометрических и режимных параметров.
2. Получена формальная макромодель повышенной точности для расчета коэффициента расхода осерадиального уплотнения.
3. Разработана методика, позволяющая определять коэффициент расхода осерадиального уплотнения в зависимости от его геометрических и режимных характеристик, а также с учетом смещения ротора относительно статора от теплового расширения.
4. По результатам исследования создана программа «Clearance», позволяющая в диалоговом режиме определять величину коэффициента расхода через осерадиальное уплотнение.

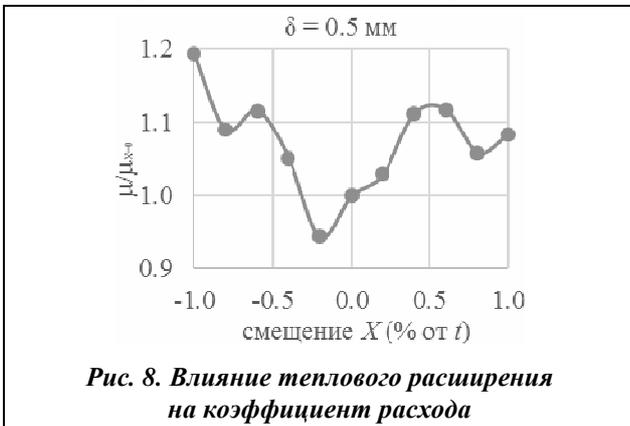


Рис. 8. Влияние теплового расширения на коэффициент расхода

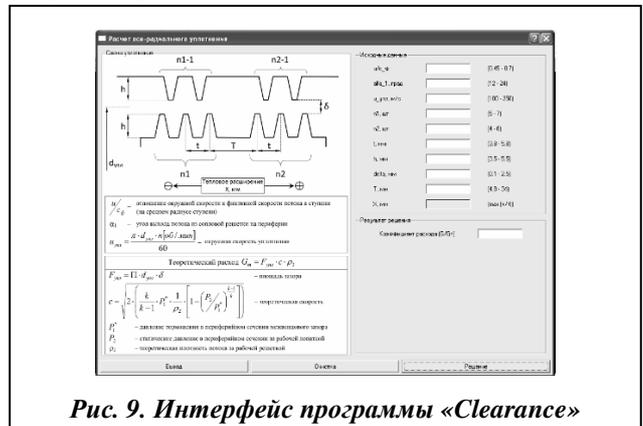


Рис. 9. Интерфейс программы «Clearance»

Литература

1. *Щегляев, А. В.* Паровые турбины (теория теплового процесса и конструкции турбин): Учеб. изд. 5-е / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 58 с.
2. *Бондаренко, Г. А.* Исследование течения в лабиринтном уплотнении / Г. А. Бондаренко, В. Н. Бага // Вісн. НТУ «ХПИ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2015. – № 15 (1124). – С. 23–31.
3. *Rechtschaffner, R. L.* Saturated fractions of $2n$ and $3n$ factorial designs / R. L. Rechtschaffner // Technometrics. – 1967. – Vol. 9. – P. 569–575.
4. *Бойко, А. В.* Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Энерг. и теплотехн. процессы и оборудование. Вестн. НТУ «ХПИ». – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2013. – № 5. – С. 5–9.

Поступила в редакцию 12.09.15