

УДК 621.165

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСЕВОГО СМЕЩЕНИЯ РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА ВЕЛИЧИНУ ПРОТЕЧКИ ПАРА ЧЕРЕЗ ДИАФРАГМЕННОЕ УПЛОТНЕНИЕ СТУПЕНИ

Жинов А.А., Шевелев Д.В., Гридчин Н.В.

*Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
Калуга, e-mail: gridchin_n1980@mail.ru*

Выполнено исследование влияния осевого смещения ротора паровой турбины на величину протечки пара через диафрагменное уплотнение ступени. Предложена методика расчета расхода пара через диафрагменное лабиринтное уплотнение ступени паровой турбины. При этом выявлена большая чувствительность результатов моделирования к густоте расчетной сетки в вихревых камерах и особенно в районе радиального зазора под гребнями уплотнения. Проведено сравнение полученных при численном моделировании данных с результатами, полученными при использовании нормативных расчетных методик. Выполнен анализ влияния осевого смещения ротора турбины на расход пара через уплотнение. Результаты, полученные с помощью CFD моделирования, отличаются от данных, полученных с помощью нормативных расчетных методик, на величину менее 3,5%, что позволяет сделать вывод об адекватности использованной расчетной модели. Минимальный расход пара достигается при несимметричном положении гребня уплотнения относительно торцевых поверхностей проточки на валу турбины. Установлена зависимость протечек пара через диафрагменное уплотнение при осевом сдвиге ротора паровой турбины. Предлагаемая методика и полученные результаты могут быть использованы для расчета протечек пара через лабиринтные диафрагменные уплотнения ступеней паровой турбины и при расчете осевого усилия, действующего на ступень турбины на переменных режимах ее работы.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, диафрагменное уплотнение, паровая турбина, осевое смещение ротора, численное моделирование

INVESTIGATION OF EFFECT OF AXIAL DISPLACEMENT OF STEAM TURBINE ROTOR ON VALUE OF STEAM LEAKAGE THROUGH DIAPHRAGM SEAL OF STAGE

Zhinov A.A., Shevelev D.V., Gridchin N.V.

Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), Kaluga, e-mail: gridchin_n1980@mail.ru

The study of the influence of the axial displacement of a steam turbine rotor on the amount of steam leakage through the diaphragm seal of the stage has been carried out. The method of calculation of steam consumption through a diaphragm labyrinth seal of a step of the steam turbine is offered. At the same time the big sensitivity of results of modeling to density of an estimated grid in swirl chambers and, especially, around a radial gap under consolidation crests is revealed. Comparison of the data obtained at computational modeling, with the results received when using normative estimated techniques is carried out. The analysis of influence of axial shift of a rotor of the turbine on steam consumption through consolidation is carried out. The results received by means of CFD of modeling differ from the data obtained by means of normative estimated techniques on value less than 3.5% that allows to draw a conclusion on adequacy to the used design model. Minimum flow of steam is reached at the asymmetrical provision of a crest of consolidation of rather edge surfaces of a groove on a turbine shaft. The dependence of steam consumption through diaphragm consolidation at axial shift of a rotor of the steam turbine is set. The offered technique and the received results can be used for calculation of leakages of steam through labyrinth diaphragm seals of steps of the steam turbine and when calculating the axial force operating on a turbine step on varying duties of its work.

Keywords: labyrinth seal, diaphragm seal, steam turbine, rotor axial displacement, numerical simulation

Важной частью ступени паровой турбины является диафрагменное уплотнение, служащее для уменьшения протечки пара в радиальном зазоре между цилиндрической поверхностью вала и внутренней расточкой диафрагмы.

К диафрагменным уплотнениям предъявляется ряд требований по надежности:

- обеспечение минимальной протечки пара;
- простота и ремонтпригодность конструкции;

- обеспечение надежности работы бесконтактного уплотнения при возможном выборе радиального зазора между поверхностью вала турбины и диафрагмой;

- обеспечение надежности работы уплотнения при допустимом осевом смещении ротора турбины относительно статора.

В современных конструкциях турбин большое распространение получили диафрагменные лабиринтные уплотнения, как наиболее полно соответствующие вышеперечисленным требованиям. Типичная конструкция диафрагменных уплотнений паровых турбин средней и большой мощности представлена на рис. 1.

На нижней расточке диафрагмы закрепляются подпружиненные сегменты обоймы, на внутреннюю поверхность которых запрессовывается металлическая лента, образующая несколько кольцевых гребней

(усиков). На ответной поверхности вала турбины делаются под гребни канавки и выступы. Между гребнями и проточками на валу турбины образуются вихревые камеры. Радиальный зазор между гребнями уплотнения и поверхностью вала обычно составляет $\delta = 0,4-0,5$ мм.

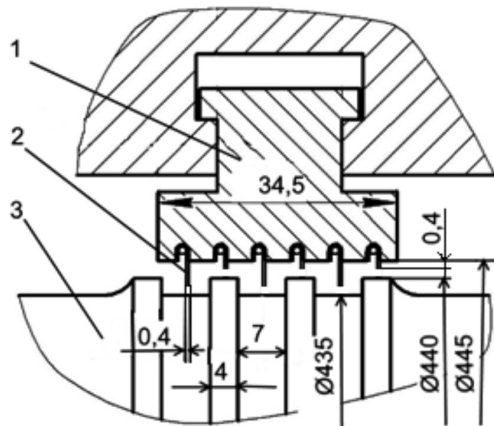


Рис. 1. Диафрагменное уплотнение паровой турбины: 1 – сегмент обоймы диафрагменного уплотнения; 2 – усики; 3 – вал турбины

При имеющемся перепаде давления на уплотнение пар проходит через узкие щели под каждым гребнем, его потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию, которая, в свою очередь, преобразуется в тепло за счет гашения скорости трением. Этот процесс повторяется от гребня к гребню, в результате чего давление пара вдоль лабиринта падает и, следовательно, уменьшается протечка пара через уплотнение.

На пусковых и переходных режимах работы паровой турбины наблюдается осевое смещение ротора относительно статора. Это объясняется неравномерным температурным расширением при прогреве или охлаждении массивного статора турбины и относительно легкого ротора. Величина относительного осевого смещения ротор-статор в паровых турбинах может достигать $\pm 1,5-2,5$ мм [1–3]. При этом происходит изменение положения усиков лабиринтного уплотнения относительно проточек на валу ротора турбины. Изменение размера вихревых камер, относительно их номинальных размеров, приводит к изменению протечки пара через диафрагменные уплотнения, что влияет на эффективность ступеней и величину осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником турбины.

Известны нормативные методики расчета утечки пара через лабиринтные уплотне-

ния [4, 5]. Однако они позволяют рассчитать расход пара через лабиринтное уплотнение лишь при некотором номинальном (обычно среднем) расположении гребней относительно проточек на валу. Определить утечку пара при любом возможном положении гребней относительно проточек возможно предлагаемым далее методом. Методика основана на численном методе CFD.

Цель исследования заключается в исследовании влияния осевого смещения ротора паровой турбины на величину протечки пара через диафрагменное уплотнение ступени методами численного эксперимента. Это требует корректного выбора расчетной математической модели, включающей в себя расчетные уравнения и 3D-модель диафрагменного лабиринтного уплотнения. Для этого использовалась известная система уравнений движения вязкой жидкости.

Особенности расчетной модели

Численная математическая модель течения сжимаемого вязкого газа (водяного пара), использованная в расчетах, строится на классических уравнениях сохранения массы, импульса и энергии.

Уравнения в Декартовых координатах:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R),$$

$$\frac{\partial \rho u_i h^*}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) \right) - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \epsilon.$$

Здесь:

u – скорость потока;

p – статическое давление газа;

ρ – плотность газа;

$i, j = 1, 2, 3$ – номера осей координат (x, y, z) ;

$\tau_{ij} = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – тензор касательных напряжений для осей i, j ;

τ_{ij}^R – тензор напряжений Рейнольдса для осей i, j ;

$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$ – турбулентная вязкость в k- ϵ модели турбулентности;

$h^* = h + \frac{u^2}{2}$ – энтальпия потока пара по параметрам торможения.

Особенностями конструкции диафрагменных уплотнений паровой турбины является большой диаметр вала турбины

под уплотнением ($D \approx 440$ мм) и различие на порядок характерных геометрических размеров в уплотнении – радиального зазора ($\delta \approx 0,5$ мм) и ширины вихревых камер ($\approx 4-6$ мм). Это обуславливает необходимость чрезмерно большого числа расчетных ячеек в модели при пространственном 3D-моделировании, что требует больших вычислительных ресурсов. Однако осесимметричная конструкция диафрагменного уплотнения и большой радиус кривизны гребней позволяют использовать квазидвумерную модель, что и реализовано в предлагаемой методике.

На рис. 2 приведена расчетная модель рассмотренного диафрагменного уплотнения. На рисунке показано номинальное положение гребней уплотнения относительно проточек на валу и направление положительного смещения ротора относительно неподвижных элементов конструкции уплотнения.

Густота расчетной сетки при моделировании выбиралась исходя из условия достижения сходимости по величине утечки пара с точностью до 1 %

Была выявлена большая чувствительность результатов расчета к густоте расчетной сетки в вихревых камерах и особенно в районе радиального зазора под гребнем уплотнения. Фрагмент конечного варианта расчетной сетки под гребнем уплотнения, обеспечивший требуемую сходимость, приведен на рис. 3.

На расчетную модель накладывались граничные условия, приведенные на рис. 4. Параметры пара выбирались характерными для первых ступеней паровых турбин средней мощности: давление пара на входе в ступень принято $p_1 = 5,4$ МПа, температура $t_1 = 500$ °С. Давление на выходе из ступени задавалось исходя из общего перепада давления на уплотнении: $\pi = \frac{p_1}{p_2} = 1,25-2,0$.

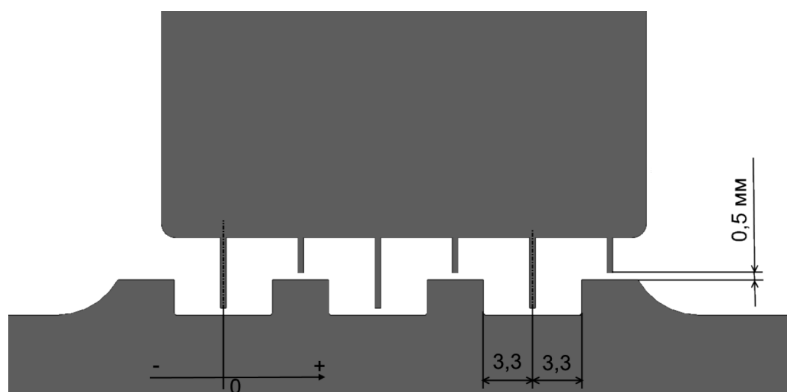


Рис. 2. Расчетная модель диафрагменного уплотнения паровой турбины

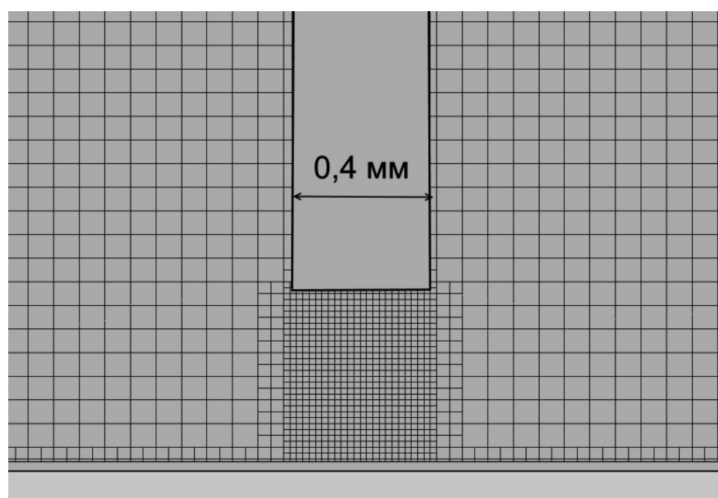


Рис. 3. Фрагмент расчетной сетки в области радиального зазора под гребнем диафрагменного уплотнения

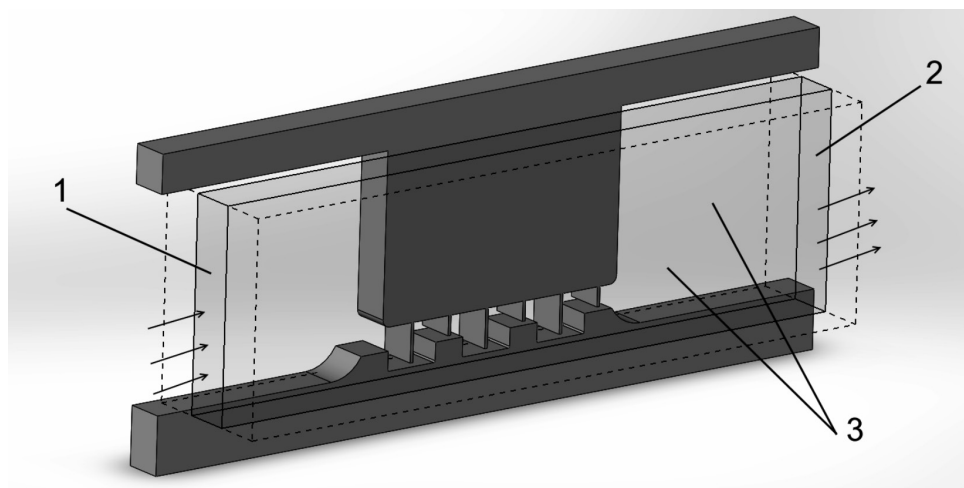


Рис. 4. Граничные условия на модели уплотнения: 1 – условие входа (статическое давление и температура пара); 2 – статическое давление пара на выходе; 3 – граничное условие симметрии

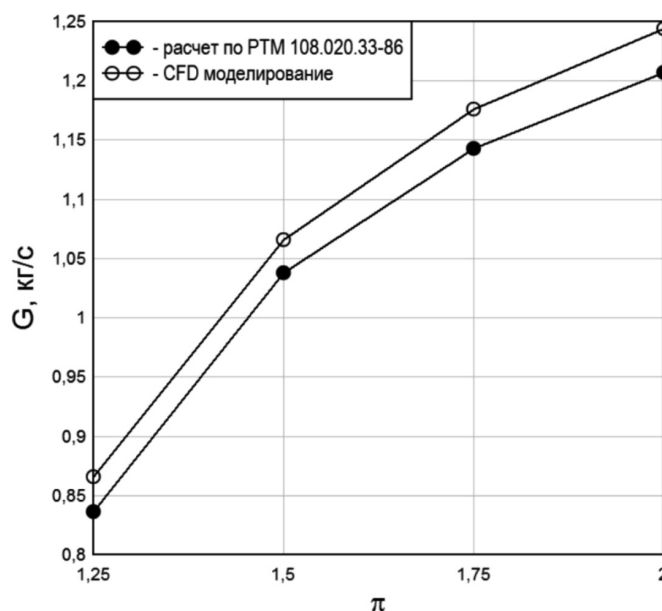


Рис. 5. Расход пара через диафрагменное уплотнение в зависимости от перепада давления на диафрагму

Для верификации расчетной модели выполнено сравнение полученных при численном моделировании данных с результатами, полученными при использовании нормативных расчетных методик [5]. Сравнение результатов, полученных указанными методами, при симметричном расположении гребней уплотнения относительно проточек ротора представлено на рис. 5.

Результаты, полученные с помощью CFD моделирования, отличаются от данных, полученных с помощью нормативных рас-

четных методик, на величину менее 3,5%, что позволяет сделать вывод об адекватности использованной расчетной модели.

Результаты моделирования

Полученная в результате CFD моделирования графическая зависимость протечек пара через рассмотренное диафрагменное уплотнение ступени паровой турбины от осевого смещения ротора и перепада давления на уплотнение представлена на рис. 6.

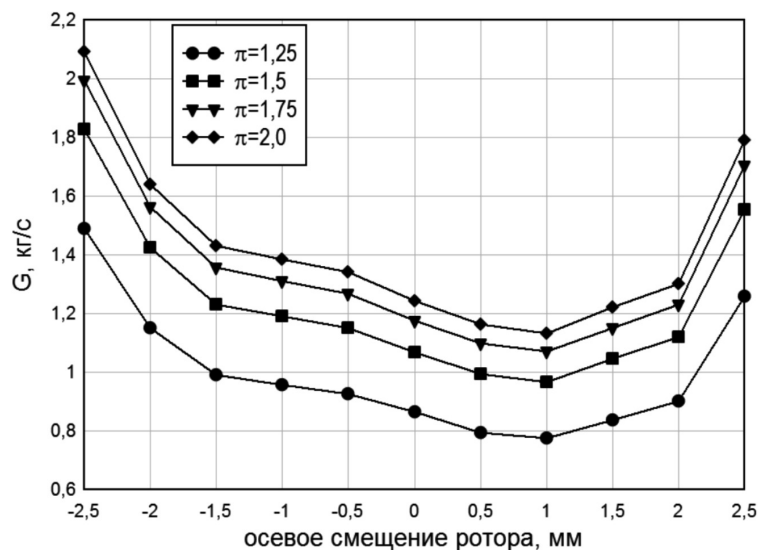


Рис. 6. Влияние осевого смещения ротора турбины на величину протечек пара через диафрагменное уплотнение

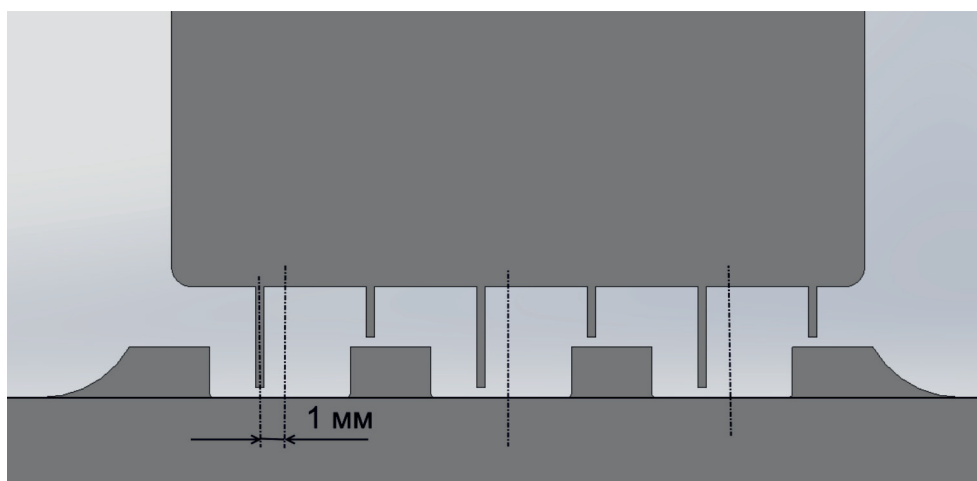


Рис. 7. Положение гребней уплотнения, обеспечивающее минимальные протечки пара через уплотнение

Установлено значительное влияние осевого смещения ротора турбины на величину протечек пара через уплотнение. Минимальное значение протечек пара достигается при несимметричном положении гребня уплотнения относительно торцевых поверхностей проточки на валу турбины.

Положение гребней уплотнения, обеспечивающее минимальный расход через уплотнение, показано на рис. 7. При этом положении протечки пара через уплотнение на 10% меньше, чем при симметричном положении гребней.

Осевой сдвиг вала турбины относительно этого положения на величину ± 1 мм

приводит к возрастанию расхода протечек пара через уплотнение на величину порядка 15–23%.

Выводы

1. Проведена верификация вычислений протечек пара через диафрагменное лабиринтное уплотнение паровой турбины.

2. Выявлена большая чувствительность результатов моделирования к густоте расчетной сетки в вихревых камерах и особенно в районе радиального зазора под гребнями уплотнения.

3. Установлена зависимость протечки пара через диафрагменное уплотнение при осевом сдвиге ротора паровой турбины.

4. Предлагаемая методика и полученные результаты могут быть использованы для расчета протечек пара через лабиринтные диафрагменные уплотнения ступеней паровой турбины и при расчете осевого усилия, действующего на ступень турбины на переменных режимах ее работы.

Список литературы

1. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухнин А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник. М.: МЭИ, 2016. 557 с.

2. Гольдберг А.А., Иоффе Л.С., Коган П.В., Култышев А.Ю., Сахнин Ю.А., Степанов М.Ю., Шехтер М.В., Шибяев Т.Л. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода для ПГУ. Екатеринбург: ООО «Издательство УМЦ УПИ», 2015. 168 с.

3. Родионов Н.Г. Генерация энергии – это просто! Учебное и научно-популярное издание. Калуга: Золотая аллея, 2019. 400 с.

4. Ильичев В.Ю., Юрик Е.А., Ибрагимов С.В. Разработка методики определения осевых усилий, возникающих в лабиринтных уплотнениях паровых турбин // СтройМно-го. 2018. № 1 (10). С. 3.

5. РТМ 108.020.33-86 Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. НПО ЦКТИ, 1988. 73 с.