

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
Е.П. АВДЕЕВА, аспірантка НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ МЕЖВЕНЦОВОГО ЗАЗОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

Проведено исследование влияния межвенцового зазора и последовательности подвода пара к сегментам регулирующей ступени на её эффективность на частичном режиме работы. Изложены результаты исследования, выполненные с помощью *CFD*-моделирования и других программных комплексов.

Проведені дослідження впливу міжвенцевого зазору та послідовності підводу пара до сегментів регулюючого ступеня на його ефективність на частковому режимі роботи. Викладені результати дослідження виконані за допомогою *CFD*-модельовання та інших програмних комплексів.

The investigation of axial gap influence and supply steam sequence in regulatory stage active arcs on it efficiency in partial work mode is presented. The results of studies performed using *CFD*-modeling and other software systems.

Введение

Режим работы турбоустановки оказывает значительное влияние на эффективность регулирующей ступени. При этом существенное влияние на потери в регулирующей ступени оказывает расстояние между решетками, то есть межвенцовый зазор. В настоящее время практически отсутствуют сведения о современных исследованиях по оценке влияния межвенцового зазора и режима работы на эффективность регулирующей ступени. Получение качественных и количественных оценок, позволяющих достоверно оценивать степень влияния величины межвенцового зазора на общий уровень потерь в элементах регулирующей ступени должно основываться на моделировании реальных физических процессов течения пара в ступени.

Данная статья посвящена расчетно-теоретическому исследованию трехмерного течения реальной жидкости в регулирующей ступени и определению степени влияния величины межвенцового зазора и схемы подвода пара на основные составляющие потерь энергии в ней.

Постановка задачи

В качестве прототипа объекта исследования была выбрана регулирующая ступень турбины К-325-23,5 производства ОАО «Турбоатом», представленная на рис. 1 [1]. Основные геометрические характеристики исследуемой ступени

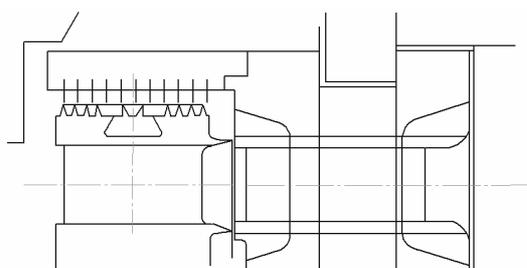


Рис. 1. Прототип регулирующей ступени типа К-325-23,5

приведены в таблице. В турбинах данного типа применяется сопловое парораспределение. Направляющий аппарат регулирующей ступени выполнен из четырех одинаковых сегментов. Очередность подвода

пара к сегментам на практике различна, поэтому целью исследования также является оценка влияния схемы подвода пара в турбину на течение рабочего тела [2].

Таблица

Геометрические характеристики регулирующей ступени

Параметр	Направляющий аппарат (НА)	Рабочее колесо (РК)
D/l	39,4	39,4
$D_{ср}$, м	1,182	1,182
t/b (на среднем диаметре)	0,893	0,834
l/b (на среднем диаметре)	0,468	0,485
$\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, градус	10,92	17,6
Количество лопаток, шт	52	72
Степень парциальности	0,8	–

Исходные данные для расчета соответствовали режиму работы 0,54 от номинального массового расхода пара. На рассматриваемом режиме осуществляется полный подвод пара для одного сегмента сопел и частичный для второго. Начальные параметры: частота вращения ротора – 3000 об/мин; полное давление на входе в первый сегмент – 22,265 МПа; полная температура на входе в первый сегмент – 808,2 К; полное давление на входе во второй сегмент – 12,449 МПа; полная температура на входе во второй сегмент – 765,8 К; статическое давление на выходе – 10,278 МПа.

В прототипе межвенцовый зазор (δ) составляет 18 мм. В настоящем исследовании величина зазора принимает значения 8, 18 и 28 мм.

Рассматриваемые схемы подвода пара на направляющий аппарат приведены на рис. 2, где 1, 2, 3, 4 соответствуют последовательности открытия клапанов. На сегмент с номером 1 подводится пар с большим давлением, а на сегмент с номером 2, соответственно, с меньшим давлением. Значение энтальпии торможения на входе в сегменты одинаково. Вращение ротора осуществляется по часовой стрелке. Для исследуемого режима подвод пара в сегменты с номерами 3 и 4 не осуществляется.

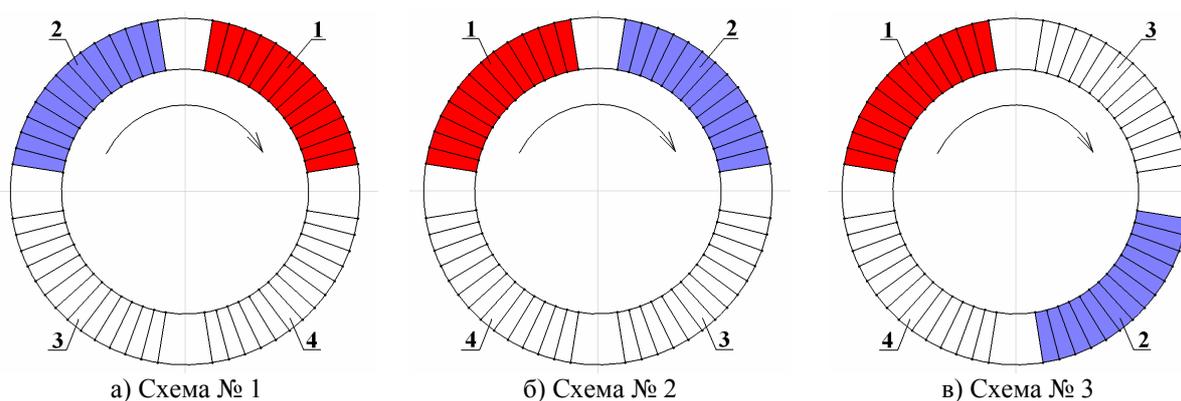


Рис. 2. Исследуемые схемы подвода пара к направляющему аппарату

Результаты расчета

Для решения поставленной задачи в работе использовались современные трехмерные *CFD*-решатели. Построение расчетной области осуществлялось с помощью, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» программы

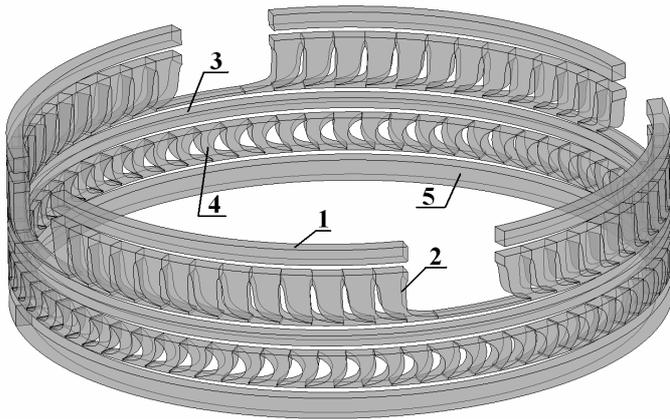


Рис. 3. Расчетный объем:

1 – входной участок; 2 – сопловая решетка; 3 – межвенцовый зазор; 4 – рабочая решетка; 5 – выходной участок

очередь для стабилизации потока за рабочим колесом. Расчетные области сопловой и рабочей решеток реализованы в соответствии с геометрией прототипа. Промежуточный участок между решетками имеет переменную ширину и служит для изменения величины межвенцового зазора. При исключении промежуточного участка 3 из расчетного объема межвенцовый зазор получается равным 8 мм. С включением участка 3 в расчетный объем межвенцовый зазор увеличивается и может соответственно принимать значения $\delta = 18$ мм и $\delta = 28$ мм.

Как известно [3], при оценке эффективности регулирующей ступени помимо потерь присущих ступеням давления, дополнительно учитываются потери на трение и вентиляцию, а также потери на концах сегментов при парциальном впуске пара. Традиционный подход к оценке потерь сводится к ряду эмпирических формул, которые включают в себя отражение физических процессов, протекающих в таких конструкциях.

Потери на трение и вентиляцию меняются в зависимости от изменения аксиального зазора, от состояния поверхности диска, а для лопаток – от углов профиля: при уменьшении зазора и наличии более гладких поверхностей диска эти потери снижаются в связи с уменьшением всасывания окружающего пара. Для расчета потерь на трение и вентиляцию ступени в общем виде используют зависимость [4]

$$\xi_{\text{т.в.}} = (a + b) \left(\frac{u}{1000} \right)^3 \frac{1}{V_2}, \quad (1)$$

где a – член, учитывающий часть потерь, приходящихся на диск

$$a = 755 \left(\frac{D_{\text{ср}} - \ell_{\text{акт}}}{100} \right)^2;$$

b – член, учитывающий часть потерь, приходящихся на лопатки

$$b = \left(1,72 \frac{A_1}{360} + 3,44 \frac{A_2}{360} \right) \sum D_{\text{ср}} (\ell_1^{1,5} + \ell_2^{1,5});$$

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр; $\ell_{\text{акт}}$ – средняя активная высота венцов; A_1 – дуга, занимаемая паровым щитом; при отсутствии щита $A_1 = 0$; A_2 – разность углов, соответствующих неактивной дуге и дуге, занимаемой паровым щитом; ℓ_1 и ℓ_2 – активные высоты

TopGrid, обеспечивающей эффективное построение блочно-структурированных сеток различного уровня сложности.

На рис. 3 приведен расчетный объем регулирующей ступени с дополнительными участками до и после нее. Дополнительный участок на входе в ступень выполнен для равномерного распределения поля полного давления, а выходной участок в свою

венцов; u – окружная скорость; V_2 – удельный объем пара в конце действительного процесса.

Потери на концах сегмента определяются по зависимости [3]

$$\xi_{\text{к.с.}} = C_1 \frac{G_1}{G} \frac{(w_1^2 + w_2^2)}{2u(w_{1u} + w_{2u})} \quad (2)$$

где C_1 – поправочный коэффициент, учитывающий различие между расчетом и испытанием; G – полный расход пара через лопатки; G_1 – полный расход пара; w_{1u} и w_{2u} – проекции скоростей w_1 и w_2 на направление окружной скорости.

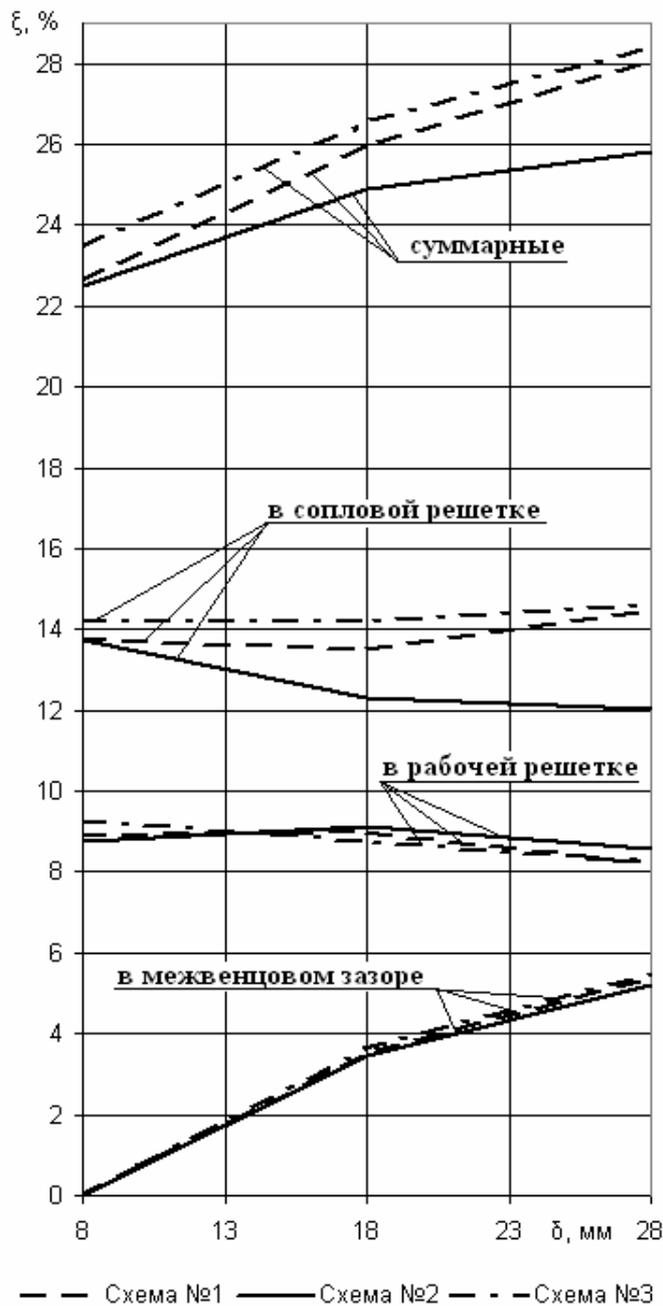


Рис. 4. Зависимость величины потерь в отдельных частях ступени от межвенцового зазора

В работе рассчитаны исследуемые схемы подвода пара при различных размерах δ . Зависимость величины потерь, осредненных по расходу, от межвенцового зазора в отдельных частях ступени представлено на рис. 4. При $\delta = 8$ мм принимаем потери в межвенцовом зазоре равными нулю, так как данный зазор учтен при построении расчетного объема сопловой и рабочей области. Из рисунка видно, что с увеличением межвенцового зазора величина потерь в сопловой решетке для схемы № 2 уменьшается, а для схем № 1 и № 3 практически не изменяется. В межвенцовом зазоре для всех схем подвода пара потери энергии существенным образом возрастают. Зависимости потерь энергии в рабочей решетке для всех схем подвода пара имеют тенденцию к уменьшению их уровня с увеличением размера межвенцового зазора. Следует отметить, что оценка потерь энергии в НА осуществлялась на расстоянии 5 мм от выходных кромок (на выходе из закрытого осевого зазора). Поэтому влияние схемы подвода пара в НА на его эффективность, по всей вероятности обусловлено учетом изменения характера течения пара в межвенцовом зазоре, т.е. изменением параметров пара за закрытым осевым зазором.

Уменьшение потерь энергии в РК от увеличения межвенцового зазора в большей степени обусловлено снижением отрицательного влияния кромочных следов НА на характер течения в каналах рабочей решетки. Увеличение потерь в межвенцовом зазоре связано в первую очередь с ростом потерь от трения и вентиляции, в связи с увеличением массы пара в межвенцовом зазоре в зоне неактивных дуг.

На рис. 4 так же представлены суммарные потери в ступени в зависимости от схемы подвода пара и δ . Из графика видно, что с уменьшением величины δ наблюдается уменьшение потерь в ступени, а, следовательно, и увеличение КПД ступени. Результаты расчета показывают более высокую эффективность применения схемы подвода пара № 2, когда вначале подводится пар с большим давлением, а затем по ходу вращения в следующий сегмент подается пар с меньшим давлением.

В схемах № 1 и № 3 величина потерь изменяется не значительно. Часто применяемая на практике схема симметричного подвода пара на сегменты регулирующей ступени вызывает наибольшие потери.

На выходе из сопловой решетки при подаче пара по схеме № 1 образуются значительные потери на концах сегмента с начальным полным давлением 22,265 МПа по ходу вращения ротора, который по своей длине в окружном направлении занимает всю область за неактивными дугами. Эффективность ступени при использовании схемы № 2 выше, за счет того, что часть потока, поступающего в межвенцовый зазор в области перемычки, при попадании в область за активным сегментом уносится основным потоком на рабочие решетки, где совершает работу.

Расчеты показали, что происходит возрастание окружной скорости с увеличением δ , что приводит (1) к увеличению потерь на вентиляцию. Суммарные потери на ступень по схеме № 2 меньше, несмотря на то, что потери в межвенцовом зазоре выше (рис. 4). Максимальные потери наблюдаются при максимальном межвенцовом зазоре и симметричной схеме подачи пара в направляющий аппарат.

Выполнив ряд расчетов можно сказать, что уменьшение межвенцового зазора и применение схемы № 2 способствуют увеличению относительного КПД ступени.

Выводы

Проведенные исследования показали возможность повышения эффективности работы регулирующей ступени путем уменьшения межвенцового зазора и изменения схемы подачи пара на сегменты направляющего аппарата на переменном режиме. Применение полученных результатов на практике позволит увеличить КПД ступени на нерасчетном режиме, что в свою очередь повлияет на работу турбины в целом.

Список литературы: 1. *Русанов, А.В.* Повышение эффективности работы 2-ой ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока [Текст] / А.В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 12-18. – ISSN 2078-774X. 2. *Бойко, А.В.* Модель совместного расчета соплового парораспределения и проточной части осевой турбины в САПР «Турбоагрегат» [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетика та електрифікація. – 2009. – № 12. – С. 38-44. 3. *Чупирев, Д.А.* Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин [Текст] / Д.А. Чупирев. – Киев: МАШГИЗ., 1953. – 258с. 4. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 368с.

© Бойко А.В., Усатый А.П., Говорущенко Ю.Н., Авдеева Е.П., 2012
Поступила в редколлегию 21.02.12