

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.А. ГУРИНОВ, ЧАН КОНГ ШАНГ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРОВОГО И ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДИСКА И ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Приведений порівняльний аналіз застосування повітряної системи охолодження з паровою енергетичною газовою турбіною. Показано, що із застосуванням перегрітої пари як охолоджувача, вдалося значно понизити його витрату, а також понизити температуру диска і робочих лопаток газової турбіни при зниженій витраті пари.

The comparative analysis of application of an air-slaked integral cooling system from the steam power gas turbine is instanced. It is shown, that with application of gaseous steam as refrigerating medium, it was possible to lower considerably its charge, and also to lower temperature of a disk and blades of the gas turbine at lower the charge pair.

В системах охлаждения современных газовых турбин в качестве хладагента используется цикловой воздух ГТУ. Такие системы охлаждения характеризуются относительной простотой, но отборы воздуха на охлаждение отрицательно сказываются прежде всего на экономичности установки. На уровне современных знаний и технологических возможностей промышленности уровень начальной температуры газа 1260 – 1280 °С близок к предельному для воздушного охлаждения.

В 1981 году был запатентован оптимизационный цикл STIG (Steam Injection in Gas Turbine), в котором предполагалось подача пара в камеру сгорания для существенного повышения мощности и КПД энергетических газотурбинных установок, а также снижения токсичности уходящих газов. Практическая реализация данного цикла воплотилась в создании фирмой «Дженерел Электрик» газотурбинной установки LM-5000, показавшей высокую эффективность и большую единичную мощность [1]. Известны и другие успешные примеры применения пара в ГТУ [2, 3]. В таких газотурбинных установках, имеющих систему пароснабжения, дальнейшее улучшение параметров возможно за счет замены охлаждающего воздуха на пар.

Идея использования пара для охлаждения газовой турбины была выдвинута и обоснована в ЦКТИ и ЛПИ еще в 60–е годы. Тогда же были предложены и исследованы специализированные высокоэкономичные комбинированные установки, в которых эффективно использовалось тепло, отводимое при охлаждении элементов проточной части газовой турбины.

Целесообразно рассмотреть возможность использования пара в качестве хладагента для газовой турбины ПГУ, поскольку пар, по сравнению с воздухом, обладает следующими преимуществами:

- требует существенно меньших затрат энергии на подготовку, так как повышение давления пара осуществляется в жидкой фазе;
- обладает лучшими теплофизическими свойствами, что позволяет существенно сократить его расход;
- позволяет обеспечить более равномерное температурное поле охлаждаемой детали, что повышает ресурс и надежность ее работы;
- не требует усложнения конструкции системы охлаждения.

Выполненный в данной работе анализ, включал в себя сопряженное решение проблем теплопроводности твердого тела и моделирования потоков хладагента в

разветвленной гидравлической сети. Сопряженность постановки заключалась в последовательном уточнении тепловых потоков, воспринимаемых как твердым телом, так и хладагентом, в результате которого устанавливался тепловой баланс. Расчет распределения расходов хладагента и его теплообмен выполнялся эффективным методом, основанным на теории графов [4]. Температурное состояние твердого многосоставного тела моделировалось методом конечных элементов в плоской или осесимметричной постановках. Используемый программный комплекс **ТНА** позволял замену свойств теплоносителя, в частности воздуха на пар, что оказалось чрезвычайно продуктивным для решения поставленной задачи. **ТНА** создан как единое приложение для работы в среде AutoCAD 2000i, что позволяет использовать графические возможности AutoCAD и возможности использования различных графических форматов для чертежей анализируемых объектов.

Конструкция турбины, в частности ротора, моделировалась в осесимметричной постановке. Лопаточные аппараты в данной работе исследовались отдельно в двухмерной постановке в трех сечениях. При решении задачи в осесимметричной постановке граничные условия теплообмена, создающие трехмерность, заменялись источниками/стоками теплоты [5].

Конструкция и система охлаждения диска первой ступени ГТЭ-115

Для обеспечения допустимого уровня температур и термических напряжений в дисках и хвостовых соединениях рабочих лопаток следует применять систему охлаждения с минимальными затратами расхода охладителя.

В ГТЭ-115 применяется воздушная система охлаждения. Система охлаждения диска газовой турбины представляет собой сложную разветвленную сеть каналов различной формы, по которым протекает охлаждающий воздух, подаваемый в систему через два подвода (рис. 1). В первый подвод воздух подается из воздухоохладителя, куда он поступает после компрессора с давлением 0,98 МПа и температурой 360 °С. Во второй подвод воздух поступает из отбора за двенадцатой ступенью компрессора с давлением 0,765 МПа и температурой 260 °С.

Воздух после компрессора проходит через воздухоохладитель с температурой 200 °С и подается в полость перед дефлекторным диском первой ступени. Здесь он разделяется на два потока. Основной поток через систему прямоугольных каналов подается на охлаждение рабочего диска первой ступени. Воздух проходит вдоль полотна диска в радиальном направлении от центра к периферии. Затем продувается через монтажные зазоры хвостового соединения рабочих лопаток первой ступени и далее проходит через диафрагменное уплотнение под направляющими лопатками второй ступени.

Второй поток воздуха проходит через уплотнение на ступице дефлекторного диска, омывает полотно дефлекторного диска, продувается через полость между удлиненными ножками рабочих лопаток первой ступени и смешивается с первым потоком воздуха. Некоторое количество воздуха в виде утечек попадает в проточную часть турбины перед и за рабочими лопатками.

Из второго подвода воздух подается в расточку ротора и идет на охлаждение диска второй ступени. Для охлаждения второй ступени воздух из расточки ротора подается через концевую щель между ступицами дисков первой и второй ступени, проходит через пазы в ступицах дисков и подается в полость между покровным и рабочим дисками второй ступени, осуществляя их радиальный обдув в направлении от центра к периферии. Далее этот воздух проходит через диафрагменное уплотнение и идет на охлаждение покровного диска. По тракту имеются утечки воздуха в проточную часть через щель.

Исходными данными для гидравлического расчета системы охлаждения служат конструкция и размеры всех каналов охлаждающего тракта, значения давлений и температур среды во внешних узлах системы, частота вращения роторов турбины.

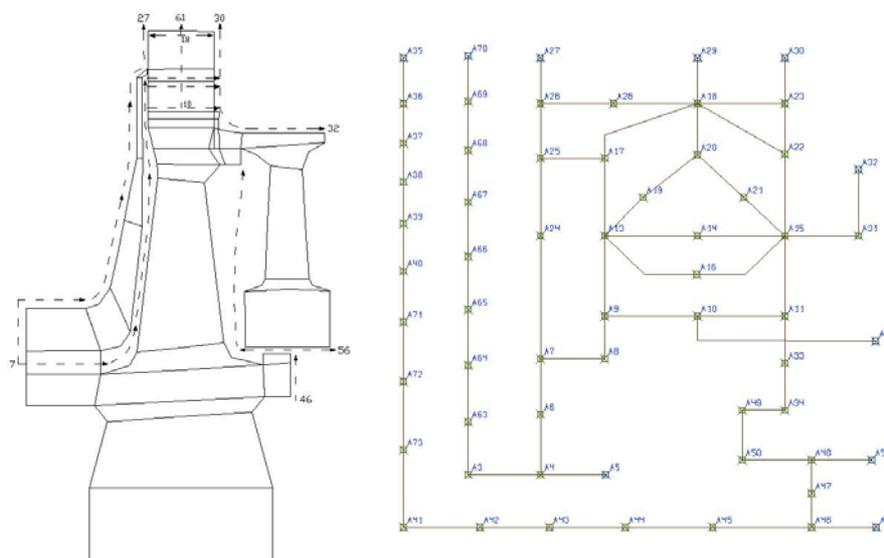


Рис. 1. Макромодель диска первой ступени и граф системы охлаждения с номерами узлов

Система охлаждения диска первой ступени представлена в виде графа (рис. 1), содержащего 67 ветвей. Ветви соответствуют каналам охлаждающего тракта. Соответствующий граф достаточно подробно отражал все перетекания воздуха, как по основным каналам, так и возможные протечки между элементами составного диска. Граничные условия теплообмена на поверхности диска находились по общепринятым критериальным уравнениям [4, 6].

После проведения анализа в осесимметричной постановке, лопаточный аппарат исследовался отдельно в двухмерной постановке для трех сечений (рис. 2). Исходными данными для такого анализа служили давления и температуры воздуха на входе в систему охлаждения, заимствованные из предыдущих расчетов.

Система охлаждения рабочей лопатки – петлевого типа. Для лучшего охлаждения вогнутой и выпуклой стороны профиля, на лопатке предусмотрены поперечные ребра по всей высоте лопатки. Для интенсивного охлаждения выходной части лопатки, используется вихревая матрица и столбики турбулизаторы, после которых воздух удаляется в проточную часть. Предусмотрен выдув хладагента через торцевую поверхность рабочей лопатки. Как видно из графа рис. 2 система охлаждения имеет много каналов различных типов, поэтому задача определения гидравлических и тепловых характеристик, должна решаться совместно.

Воздушная система охлаждения

Проведенный осесимметричный расчет диска первой ступени показал, что, суммарный расход охлаждающего воздуха на все элементы ротора составил 28,5 кг/с, где на охлаждение рабочих лопаток первой ступени расходуется около 12,3 кг/с.

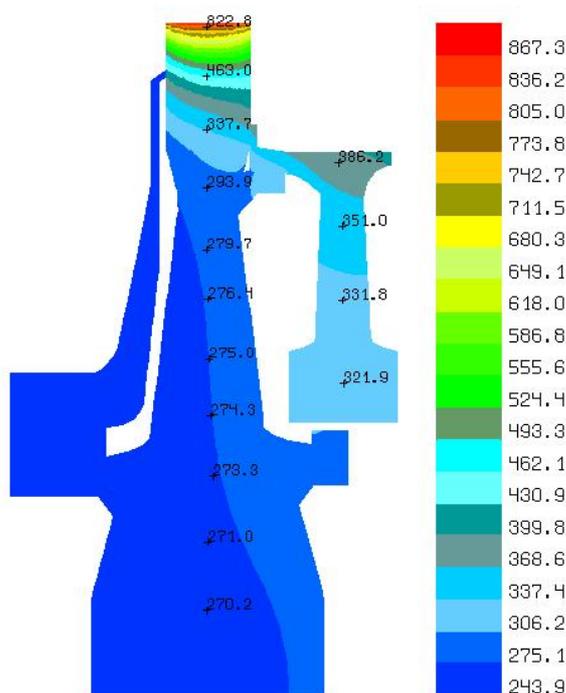


Рис. 2. Температурное поле диска первой ступени

На рис. 3 показано температурное поле диска первой ступени ГТЭ–115. В результате теплового расчета видно, что средняя температура диска составляет около 275 °С. Тогда как в области полки средняя температура составляет 350 °С, температура в проточках через монтажные зазоры – 460 °С, под хвостовым соединением – 400 °С, а максимальная температура – 850 °С в корневом сечении, где интенсивно происходит сток теплоты от рабочих лопаток. Из проведенного теплового расчета видно, что есть большая неравномерность температурного поля в области хвостового соединения рабочих лопаток. Однако проведенный расчет показал, что уровень температуры в диске первой ступени, хвостовом соединении и полках рабочих лопаток не превышает допустимых значений рис. 2.

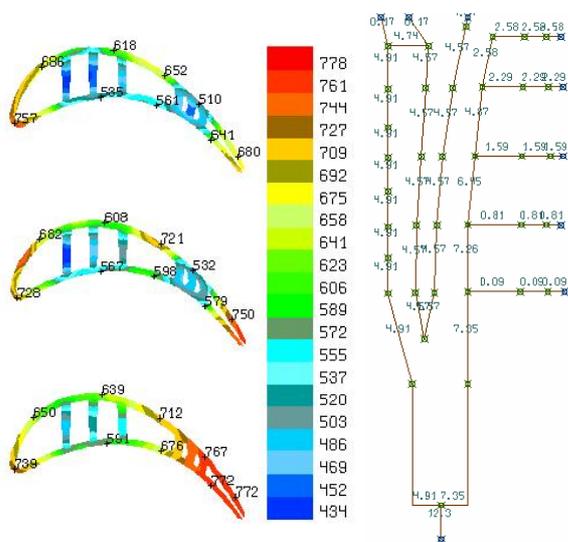


Рис. 3. Температурное поле рабочей лопатки первой ступени и граф системы охлаждения с подписанным расходом воздуха

Далее был произведен расчет температурного состояния рабочей лопатки решением в двухмерной постановке. Температура вдоль выпуклой и вогнутой поверхности лопатки, представлена на рис. 3. Как видно из рисунка, температурное поле лопатки достаточно неравномерное вдоль выпуклой и вогнутой стороны профиля. Максимальная температура составляет 772 °С, и в основном эта высокая концентрация температуры находится на выходной кромке корневого сечения. Однако, как и в случае расчета диска, температурный уровень лопатки не превышал допустимых значений.

Паровая система охлаждения

Как показал информационно-аналитический обзор, применение воздуха в системах охлаждения

современных газовых турбин ограничено с ростом температур. В данной работе предлагается идея замены воздуха в системе охлаждения на пар, что никогда не использовалось в ГТЭ-115.

Параметры пара на входе в систему охлаждения были приняты такими же как и для воздуха

Результат гидравлического расчета показал, что суммарный расход пара на все элементы диска составил около 25 кг/с, где на охлаждение рабочих лопаток первой ступени расходуется около 9,5 кг/с.

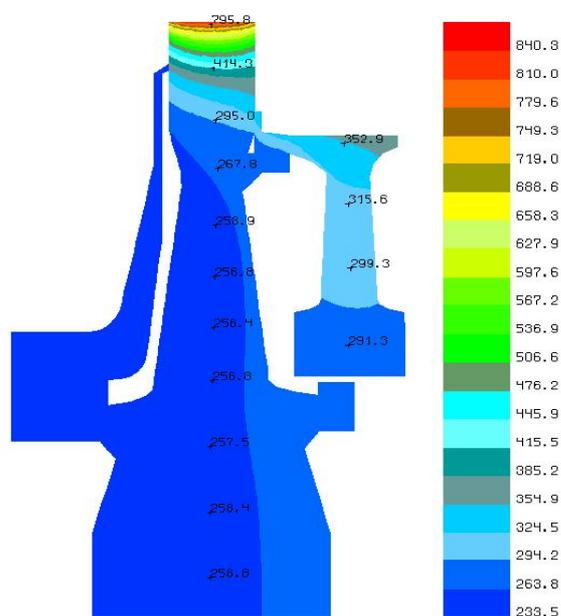


Рис. 4. Температурное поле диска первой ступени

Температурное поле, полученное в результате совместного гидравлического расчета системы охлаждения и теплового состояния диска представлено на (рис. 4).

В результате теплового расчета видно, что средняя температура диска составляет около 255 °С. В области полки средняя температура составляет 300 °С, температура в проточках через монтажные зазоры – 400 °С, под хвостовым соединением – 360 °С, а максимальная температура – 800 °С.

При замене воздуха на водяной пар в системе охлаждения рабочей лопатки расчет показал, что общий расход хладагента составил 9,5 кг, а максимальная температура была на выходной кромке среднего сечения и составила 752 °С см.

Сравнительный анализ воздушной и паровой системы охлаждения

Проведенный выше расчет воздушной и паровой системы охлаждения диска первой ступени в осесимметричной постановке и рабочей лопатки в двухмерной показал, что расход охладителя в диске при использовании водяного пара в системе охлаждения удалось снизить на 3,5 кг/с, при этом максимальная температура диска первой ступени снизилась на 50 °С по сравнению с воздушным охлаждением. В системе охлаждения рабочей лопатки, расход хладагента снизился на 2,8 кг, а максимальную температуру удалось снизить на 54 °С.

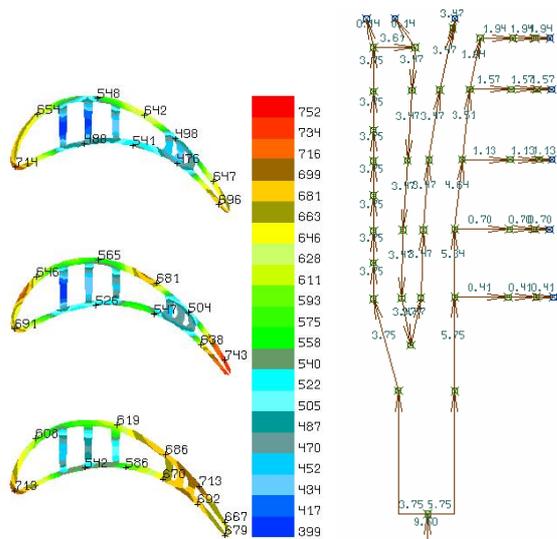


Рис. 5. Температурное поле рабочей лопатки первой ступени и граф системы охлаждения с подписанным расходом пара

Таким образом, общий расход охладителя снизился на 6,3кг, а температура в среднем уменьшилась на 50 °С.

Этот результат можно объяснить таким образом:

Сравнение свойств пара и воздуха для этих условий показало, что кинематическая вязкость, теплопроводность отличаются незначительно. Вместе с тем наблюдались сильные отличия в плотности, теплоемкости и критерия Рг. Плотность пара оказалась более чем в полтора раза меньше плотности воздуха. Это привело к увеличению скорости теплоносителя при замене воздуха на пар, и расход пара

вследствие роста гидравлических сопротивлений снизился в 2 раза. В результате во всех каналах системы охлаждения возросла интенсивность теплообмена приблизительно на 30-40%.

Вследствие большей теплоемкости (примерно в 2 раза) пар является лучшим хладагентом, и его температура возрастала по мере прохождения по охлаждающим каналам в меньшей степени. Например, температура в корневом сечении рабочих лопаток составляла при 800°C . для пара, а для воздуха 850°C . Таким образом, при снижении расхода пара по сравнению с воздухом температура поверхности лопаток также снижалась приблизительно на 50°C .

Если условно считать, что воздушная система охлаждения обеспечивает приемлемый темперный уровень диска, то тогда паровая система приводит к существенному захлаживанию и перерасходу пара. Для достижения тех же температур следует уменьшить расход пара за счет увеличения гидравлического сопротивления системы охлаждения или снижения давления пара на входе в систему. Очевидно, что изменение гидравлического сопротивления влечет за собой конструктивные изменения, т.е. переделку существующей конструкции.

Вывод:

Таким образом, применение пара как охладителя дает возможность:

1. Увеличить мощность установки за счет повышения начальной температуры газа перед турбиной на 50°C при одинаковой начальной температуре охладителя 360°C .
2. При одинаковых с воздухом входном давлении и температуре существенно снизить температурный уровень деталей турбины при одновременном уменьшении расхода теплоносителя,
3. Достичь приблизительно одинаковых температурных полей при двукратном снижении расхода пара по сравнению с расходом воздуха.

Литература

- 1 *Фролов С.Д., Петухов И.И., Минячихин А.В.* Проблема замыкания по воде цикла парогазовой установки (ПГТУ) типа STIG// Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2003. – с. 47-50
- 2 *Арсеньев Л.В., Корсов Ю.Г.* и др. Результаты исследований эффективности охлаждения рабочих лопаток газовых турбин воздухом и паром, “Труды ЦКТИ”, вып. 165, 1978. – с. 9-16.
- 3 *Арсеньев Л.В., Ходак Е.А.* и др. Совершенствование комбинированных установок с паровым охлаждением газовой турбины // Теплоэнергетика. – №3. – 1993. – с. 31-35.
- 4 *Копелев С.З., Слитенко А.Ф.* Конструкции и расчет систем охлаждения. – Харьков: Наукова думка, 1994. – 239 с.
- 5 *Тарасов А.И., Челак В.И.* Учет трехмерности температурного состояния энергетического оборудования с помощью объемных источников теплоты // Энергетическое машиностроение. Сб. научных трудов, вып. 46 – Харьков: Выща школа, 1988. – с. 57-60
- 6 *Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1985. – 214 с.

© Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг, 2006