

КПД по прямому балансу, %	90,2
КПД по обратному балансу, %	93,7
Потери теплоты с уходящими газами, %	3,04
Потери на механический недожог, %	2,39
Потери на химический недожог, %	0,83

Таким образом, КПД многоколпаковой печи по прямому балансу составил 90 %, по обратному балансу – 94 %. Несоответствие объясняется тем, что не измерялась теплота, уходящая через фундамент печи. Возможно повышение КПД печи за счет снижения температуры уходящих газов.

Список использованных источников

1. Способ сжигания топлива ; Патент 2553748 Рос. Федерация / Кузнецов И. В. опубл. 05.03.2014.
2. ГОСТ 3000-45. Печи отопительные теплоемкие. Метод испытания. Введ. 1945-09-14. М. : Изд-во стандартов, 1973. 34 с.

УДК 621.438.082.2

Нусс А. С., Седунин В. А.
Уральский федеральный университет
anastasiya-nuss@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ПРОСТРАНСТВЕННЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ

Аннотация. В работе представлены результаты исследования влияния тангенциального навала лопатки компрессора на прочностные характеристики и разработаны рекомендации по их конструктивному исполнению. Предложен метод, позволяющий обеспечить прочность аэродинамически более совершенных лопаток, которые повышают эффективность осевого компрессора за счет перераспределения нагрузки на лопатку, а так же произведен расчет первой рабочей лопатки компрессора с учетом центробежных сил.

Задача обеспечения прочности лопаток с тангенциальным навалом первоначально исходит из необходимости повышения аэродинамической эффективности проточной части осевого компрессора. Улучшение прочностных характеристик лопаток ОК позволяет добиться снижения массы осевого компрессора за счет применения более рационального распределения нагрузки на профиль лопатки и тем самым дает возможность увеличить полезную мощность вырабатываемую ГТУ, что в свою очередь влечет за собой снижение затрат топлива на привод ОК.

Одним из наиболее актуальных методов является вопрос сложного совмещения плоских сечений в радиальном направлении лопаток. В данной работе решена проблема обеспечения прочности лопаток с тангенциальным навалом на примере первой рабочей лопатки осевого компрессора.

Для расширения диапазона устойчивой работы часто применяют лопатки, для которых сборка пера из плоских профилей осуществляется не по радиальной оси, а по некоторой произвольной линии, например, ветви параболы или дуге окружности. В этом случае имеет место изгибающий момент под действием центробежных сил, а также изменяется вектор действия газодинамических сил. В данной работе рассмотрен вопрос возможности обеспечения прочности лопаток с тангенциальным навалом на примере первой рабочей лопатки осевого компрессора. Это связано с тем, что она имеет наибольшую высоту, а значит, исследуемые эффекты будут наиболее заметны.

Для получения требуемой геометрии пера использовались два простых метода изменения формы профиля – это изгиб средней линии по дуге окружности с тангенциальным смещением сечений по высоте пера и изгиб средней линии по косинусоиде с тангенциальным смещением сечений. Второй способ построения позволяет иметь радиальное направление средней линии лопатки вблизи меридиональных обводов и тем самым снизить напряжения в крайних сечениях.

Упомянутые выше варианты изменения навала пера лопатки дают возможность изменять форму средней линии профиля [2]. Для лопаток с прогибом пера лопатки по дуге окружности формула для средней линии будет иметь следующий вид (1):

$$P / (1 - \cos(\beta_i)) \cdot \cos(\theta_i) - \cos(\beta_i) = \gamma_{1i} \quad (1)$$

где i – номер сечения по высоте; θ_i – угол изгиба профиля на i -м радиусе; β_i – исходный угол установки решетки на i -м радиусе (при $K=0$); P – параметр, учитывающий величину перемещения средней линии относительно вертикальной оси;

Прогиб пера по косинусоиде описывается следующим уравнением (2):

$$\gamma_{1i} = (1 + \cos(hf) - \pi) - (1 + \cos(100/f) - \pi)(h/100)^2(p(R_{\text{п}} - R_{\text{к}})/100) \quad (2)$$

где h – высота расположения профилей в %; f – амплитуда отклонения в %; $R_{\text{п}}$, $R_{\text{к}}$ – периферийный и корневой радиусы;

Хвостовик был построен по рабочим чертежам исходных лопаток.

Далее в программном комплексе ANSYS были произведены статический и модальный расчеты. По результатам расчетов были получены картины распределения напряжений в лопатке, деформация, определены собственные частоты лопаток в неподвижном и нагруженном состоянии, также построены диаграммы Кэмпбелла, определены коэффициенты запаса прочности. Было получено, что ЧСК для лопаток с прогибом по косинусоиде незначительно отличаются от ЧСК прямой лопатки (таблица).

Результаты расчетов ЧСК вращающихся и неподвижных лопаток

ЧСК f, Гц					
РЛ1		5 % по дуге		5 % по косинусоиде	
n=0 об/мин	n=5200 об/мин	n=0 об/мин	n=5200 об/мин	n=0 об/мин	n=5200 об/мин
280,43	286,42	291,31	296,24	282,0	288,63
1059,0	1063,3	962,09	966,22	999,4	1002,7
1257,7	1266,4	1383,0	1390,9	1305,6	1314,4
1666,3	1672,5	1675,5	1681,2	1613,1	1619,4
2827,9	2837,6	2828,	2836,7	2604,1	2610,8
3308,4	3324,5	3453,3	3468,1	3339,1	3354,5

Применение тангенциального 5 % навала по дуге позволило исключить появление опасной резонансной зоны при пересечении шестой формы колебаний и 38 гармоник (рис. 1, 2).

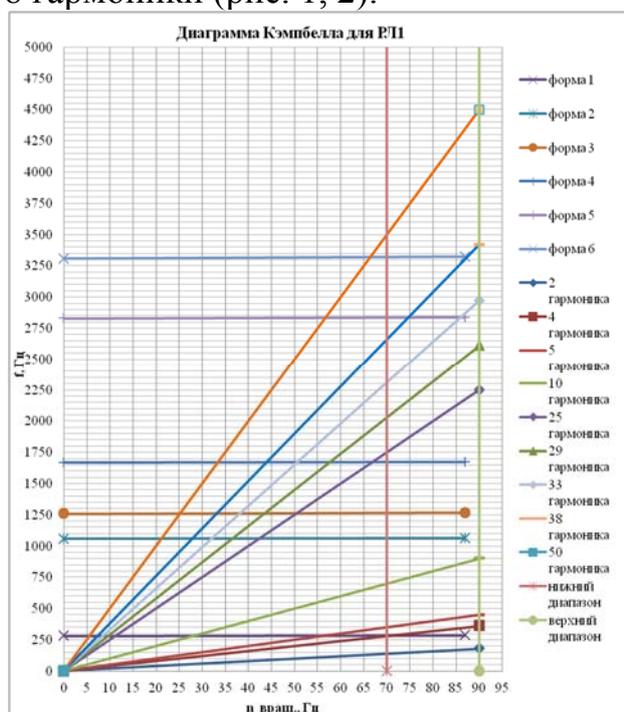


Рис. 1. Диаграмма Кэмпбелла для РЛ 1

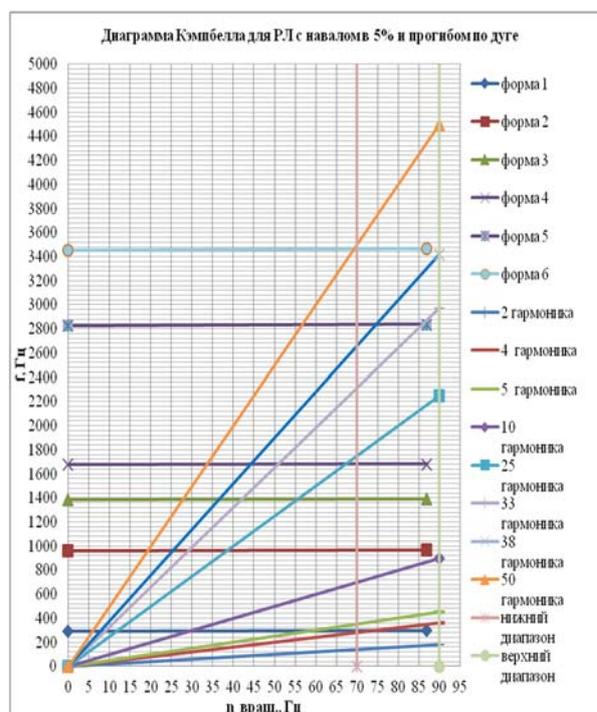


Рис. 2. Диаграмма Кэмпбелла для РЛ с навалом в 5 % и прогибом по дуге

Полученный коэффициент запаса прочности для лопаток с навалом 5 % и изгибом по дуге сопоставим с запасом прочности прямой лопатки.

Поскольку величина полной деформации лопаток с навалом по дуге на всех формах, кроме четвертой, меньше, чем у исходной лопатки, можно сделать вывод, что изгибная и изгибно-крутильная жесткость лопаток с навалом выше, чем у прямой рабочей лопатки. Величина полной деформации лопаток с навалом по косинусоиде на второй, третьей, четвертой, пятой формах выше, чем на тех же формах у РЛ1, из этого следует, что изгибная и изгибно-крутильная жесткость лопатки ниже.

Таким образом, по результатам расчетов было получено, что применение тангенциального навала с прогибом до 5 % по дуге допустимо; также возможна корректировка собственных частот лопатки для согласования вибрационной диаграммы за счёт изменения изгибной и изгибно-крутильной жесткости. Решен вопрос обеспечения прочностных характеристик лопаток с пространственным профилированием, которые требуют уточнённых методов расчёта прочности.

Так же подтверждено, что использование лопаток с тангенциальным навалом повышает эффективность ОК [3] и тем самым повышают эффективность ГТУ в целом.

Список использованных источников

1. Карпов Ф. В. Пространственное профилирование рабочей лопатки высокоперепадной турбины / Ф. В. Карпов, А. Н. Печенкин, Р. В. Храмин // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели : тез. докл. XII межвуз. конф. М. : МГТУ, 2004. С. 40-41.
2. Шелковский М. Ю. Метод аэродинамической оптимизации лопаточных венцов компрессора // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 8 (105). С. 108-115.
3. Бойко А. В. Численное исследование влияния сложного тангенциального навала на характеристики кольцевой реактивной турбинной решетки / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый, М. В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование : сборник. Харьков : НТУ ХПИ 2009. № 3. С. 18-22.

УДК 662.76

Овчарников А. О., Абаимов Н. А.
Уральский федеральный университет
strogg300@yandex.ru

ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ВНУТРИПОРИСТОЙ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЁРДОГО ТОПЛИВА

Аннотация. В работе обоснована необходимость проведения мероприятий по повышению энерго- и ресурсосбережения в области твёрдотопливной энергогенерации. Газификация твёрдого топлива предложена в качестве одного из данных мероприятий. Приведены основные модели, описывающие наиболее сложные режимы газификации - внутрипористое реагирование, диффузия и фильтрация реагентов и продуктов химических реакций.

Введение. В России средний КПД угольных электростанций не превышает 30-35 %, что демонстрирует большой потенциал для повышения энерго- и ресурсосбережения в области твёрдотопливной энергогенерации. Одним из главных путей повышения КПД угольных станций является использование парогазовых установок с внутрицикловой газификацией. Процесс газификации может происходить в разных режимах в зависимости от температуры и давления в реакторе. Наиболее сложные режимы газификации связаны с внутрипористым реагирова-