

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ГТУ МОЩНОСТЬЮ 2,5 МВт

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н., А.А. Коженков, инженер;  
ООО «Турбоком»

Рост мощности и повышение эффективных параметров газотурбинных установок (ГТУ) требует совершенствования входящих в их состав элементов, одним из которых является центробежный компрессор. Возникающая при проектировании компрессорной ступени задача оптимизации ее прочностных и вибрационных характеристик решается с использованием методов трехмерного компьютерного моделирования. Возможности указанного подхода рассмотрены ниже на примере работы, выполненной для ООО «Научно-инженерный центр «Керамические Тепловые двигатели им. А.М. Бойко», при проектировании компрессорных ступеней со степенью повышения давления 3,5 высокотемпературной ГТУ мощностью 2,5 МВт.

### Методика профилирования лопаток реактивного колеса

С увеличением степени повышения давления диапазон работы компрессора от помпажа до режима запираания сужается, а его КПД падает. Поэтому при высоких давлениях на выходе получение приемлемых характеристик компрессора возможно только при использовании реактивных колес с загнутыми назад лопатками. Применение реактивного колеса компрессора позволяет повысить его КПД, расширить зону оптимального КПД, а также увеличить диапазон устойчивой работы и обеспечить совместную работу в агрегате с максимальным КПД. Газодинамические параметры, необходимые для профилирования лопаток, определялись по общепринятым методикам [1].

Методика профилирования лопаток реактивного колеса основана на описании профильных поверхностей спинки и корытца лопатки прямыми образующими, расположенными под углом к оси колеса. При этом во входной части колеса образующая перпендикулярна оси колеса, а в выходной — образующая параллельна оси. Лопатка профилируется с базовой срединной поверхностью, которая описывается образующей, скользящей по некоторой кривой вдоль оси колеса, с отклонением ее от радиального направления и с обеспечением плавного изменения угла отклонения от радиуса и угла лопатки в цилиндрических сечениях. В выходной части колеса по контуру диска задается изменение кривизны базовой линии

лопатки от нуля на каком-то радиусе до задаваемого значения кривизны на наружном диаметре колеса. Для формирования корытца и спинки лопатки задаются толщинами лопаток по контуру проточки и по диску, отсчет которых ведется от базовой срединной поверхности.

Профилирование выполняется с помощью специально разработанной программы на основе параметров, задаваемых конструктором по размерам колеса, меридионального сечения, толщине лопаток и параметрам, определяющим пропускную способность и реактивность колеса. По результатам расчета получают данные, необходимые для чертежа и изготовления колеса.

Положение образующих лопаток определяется тремя координатами на контуре диска и наружной проточки (для корытца —  $X_{кд}$ ,  $Y_{кд}$ ,  $h$  (диск),  $X_{кп}$ ,  $Y_{кп}$ ,  $h_p$  (проточка) и для спинки —  $X_{сд}$ ,  $Y_{сд}$ ,  $h$  (диск),  $X_{сп}$ ,  $Y_{сп}$ ,  $h_p$  (проточка)) (рис. 1). Профиль лопаток может быть также задан координатами базовой линии и толщинами лопаток по нормали на проточке и диске.

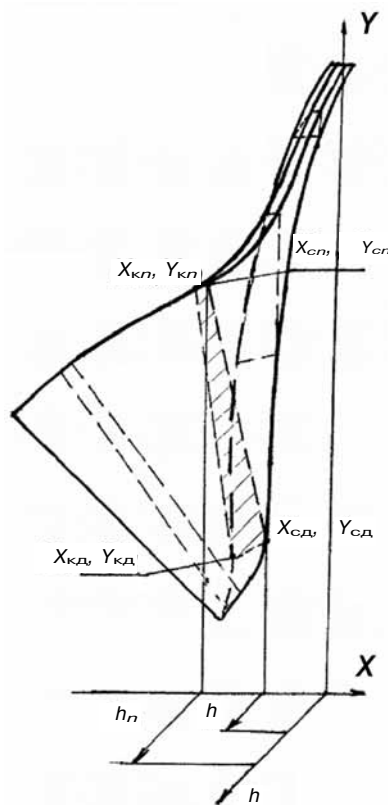


Рис. 1. Лопатка реактивного колеса

### Методика профилирования лопаточного диффузора

Лопатки диффузора имеют крыловидный профиль. Спинка и корытце лопатки диффузора описаны дугами окружностей таким образом, чтобы обеспечить заданные толщины лопаток на входе, выходе и в средней части, а также требуемое проходное сечение на входе в межлопаточный канал. Профилирование лопаточного диффузора (ЛД) выполняется с помощью специальной программы на основе задания конструктивных параметров: пропускной способности ЛД, числа лопаток, отношение хорды лопатки к шагу между ними на входе, диаметра входа в ЛД, диаметра выхода из ЛД.

### Методика анализа статической и вибрационной прочности колеса

Конструкция и характер нагрузки предопределили трехмерную контактную постановку задачи при анализе статической прочности соединения колесо компрессора–вал–стяжная штанга. Рассчитывался циклический сегмент (ЦС), образованный поверхностями, проходящими по границам двух лопаточных каналов и выходящими на ось ротора (рис. 2).

Нагрузками ЦС принимались центробежные силы (ЦБС) вращающегося ротора  $n_k = 380$  Гц (22 800 об/мин), давление газа на лопатки, осевые усилия от затяжки гайки и теплового расширения ступичной части колеса. Материал колеса компрессора сплав АК4.

Моделирование проводилось методом конечных элементов на базе квадратичных конечных элементов (КЭ). Количество узлов КЭ сетки модели ЦС для окончательного варианта конструкции равно примерно 140 000 (см. рис. 2).

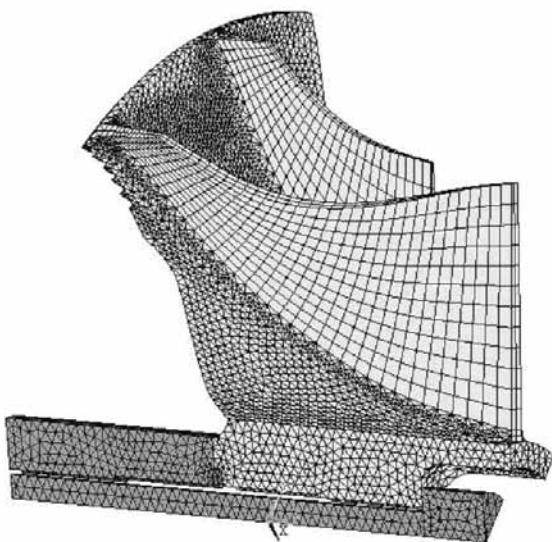


Рис. 2. Модель циклического сегмента колеса компрессора

Расчеты и оптимизация прочностных показателей диска проводились параллельно с профилированием и расчетом собственных частот колебаний лопаток. Варьировалась геометрия тыльной стороны и ступицы диска. Критериями качества служили значения максимальных главных напряжений и интенсивности напряжений в материале конструкции. Как показали расчеты, симметризация профиля диска и развитие ступицы снижают уровень напряженности в наиболее опасных местах диска до приемлемых значений, а коэффициенты запаса по текучести и пределу прочности удовлетворяют принятым в турбокомпрессоростроении. В качестве примера на рис. 3 показано распределение наибольших главных напряжений в ЦС для окончательного варианта профилировки колеса.

Причиной вибрационных возмущений, действующих на лопатки, является прежде всего неравномерность потока воздуха перед и за колесом компрессора. При совпадении частот возмущающих сил достаточной интенсивности (связанных с неравномерностью давления) с частотами собственных колебаний лопаток возможны вибрационные поломки.

Источником возмущения перед колесом может быть входное устройство (угловой патрубок, глушитель и др.), а за колесом — лопаточный диффузор и воздухохорборник. Учитывая, что возмущающие устройства на входе в компрессор отсутствуют, а воздухохорборник дает небольшие по величине возмущения, оптимизация вибрационной прочности колеса компрессора состояла в согласованном выборе чисел рабочих лопаток колеса и лопаток диффузора.

Для расчета собственных частот и форм колебаний, а также оценки динамических напря-

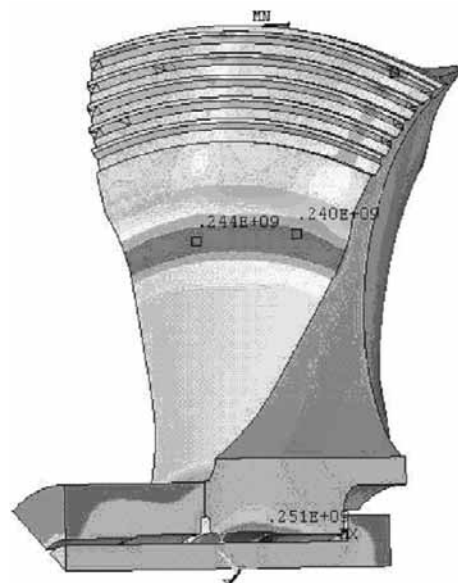


Рис. 3. Главные наибольшие напряжения в колесе компрессора

жений в лопатках и диске под действием периодических возмущающих сил диффузора была разработана трехмерная КЭ-модель отдельных лопаток и полного колеса компрессора. Рис. 4 иллюстрирует КЭ-модель полного колеса. Общее количество узлов сетки примерно равно 110 000.

При расчете частот и форм учитывалось предварительное нагружение конструкции ЦБС. Собственные частоты и формы отдельных лопаток и колеса были определены в диапазоне 0–30 000 Гц. Гармонический анализ узла колесо–диффузор выполнялся в диапазоне частот 3700–7300 Гц с шагом 10 Гц. Переменная распределенная нагрузка прикладывалась к выходным частям лопаток. Уровень нагрузки оценивался расчетно, фазы возбуждения по лопаткам вычислялись по соотношению чисел лопаток колеса и диффузора [2].

Результаты расчетов и оптимизации вибропрочности колеса рассмотрены ниже.

#### Результаты проектирования компрессорной ступени

Проведенные варианты профилирование рабочих лопаток колеса на заданные газодинамические параметры с одновременным расчетом собственных частот и форм колебаний выявили достаточно сложную картину вибраций проектируемой конструкции. Так, в спектре колеса вблизи парциальных частот укороченной и полной лопатки наблюдаются группы частот пакетных колебаний лопаток и связанных колебаний диск-лопатки. При количестве частот в группе от 4 до 10 и отличии частот в 10–50 Гц отстройка от резонансов внутри групп практически невозможна. Наряду с указанными группами спектр колеса содержит дисковые частоты (диаметральные, зонтичные, смешанные), значения которых имеют тот же порядок, что и третья-четвертая частоты колебаний лопаток.

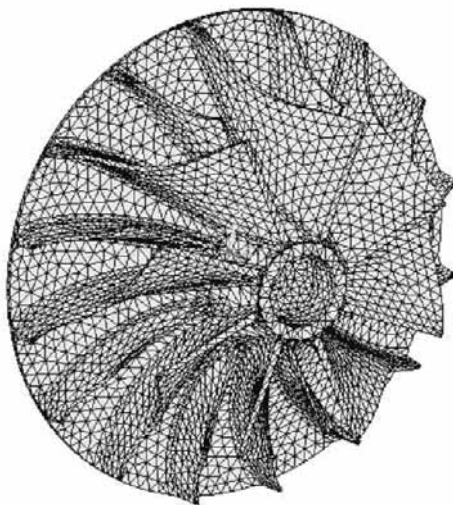


Рис. 4. КЭ модель колеса компрессора

Усложняющим обстоятельством являлась необходимость обеспечения вибрационной надежности колеса компрессора при заданном наружном диаметре колеса компрессора 370 мм, определяемом частотой вращения турбины. При этом для получения расхода воздуха 8,2 кг/с требуется диаметр на входе в колесо 264 мм, что соответствует максимально допустимому относительно диаметру на входе 0,71 и, как следствие, большой конструктивной высоте лопаток.

При проектировании задаются три значения толщины лопаток: на входе, выходе и максимальная толщина в средней части. Воздействие на частоту собственных колебаний лопаток осуществлялось изменением их толщин по диску и проточке. Для выбора числа лопаток диффузора используются частотные диаграммы лопаток и колеса (рис. 5 и 6).

На диаграмме, показанной на рис. 5, нанесены 4 первые собственные частоты колебаний полной (Iп–IVп) и 2 собственные частоты колебаний укороченной (Ik, IIк) лопаток. Возмущающие гармоники с кратностью от 9 до 23 представлены в виде наклонных линий. Резонансы возможны в точках пересечения линий частот собственных колебаний лопаток с линиями возмущающих гармоник. Как видно из диаграммы, частоты полной и укороченной лопаткой перекрываются, в связи с этим не представляется возможным полностью отстроиться от резонанса на номинальном режиме и вблизи него выбором соответствующего числа

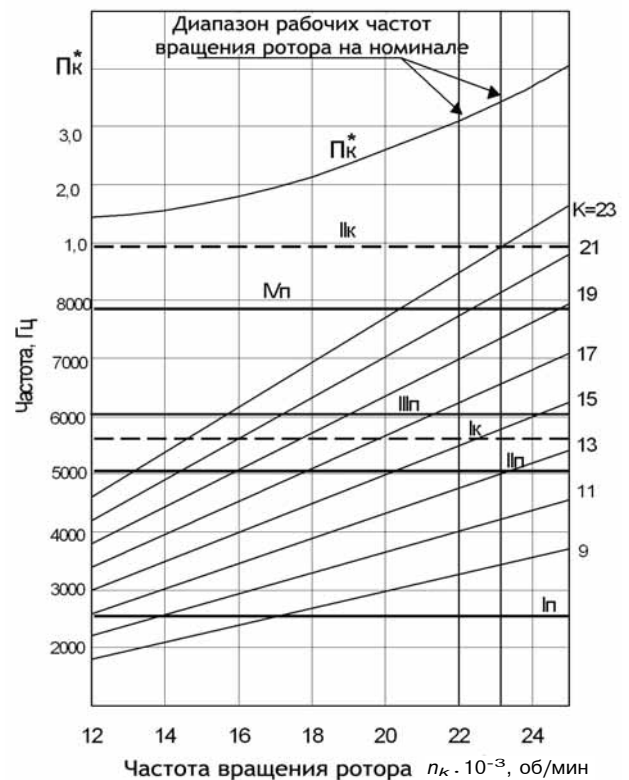


Рис. 5. Частотная диаграмма парциальных колебаний лопаток

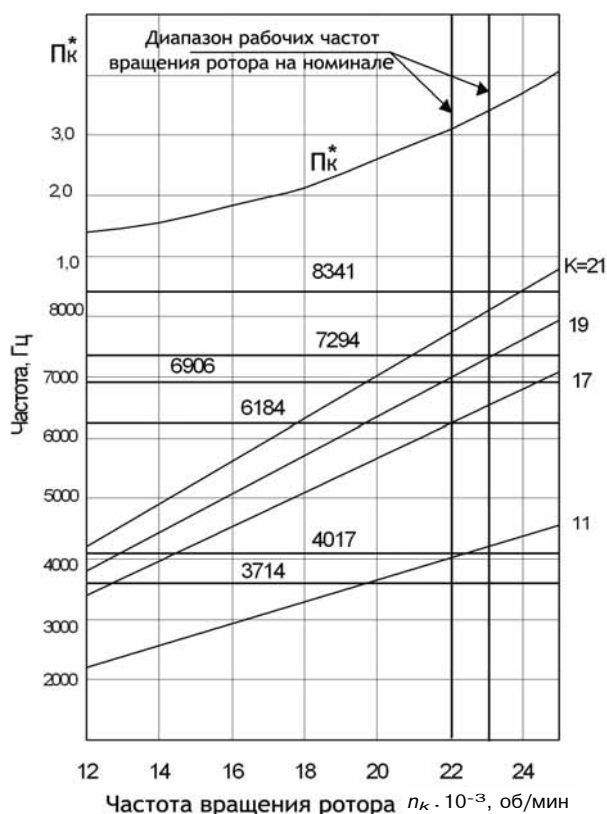


Рис. 6. Частотная диаграмма колеса

лопаток диффузора. Из диаграммы также следует, что наиболее приемлемыми являются числа лопаток диффузора 11, 17 и 19.

После завершения оптимизации диска колеса компрессора по прочности были выполнены расчеты собственных частот и форм колеса компрессора. Частоты связанных форм колебаний диск-лопатки показаны на рис. 6.

Как видно из рисунка, опасными с вибрационной точки зрения для колеса и диффузора с 11-ю лопатками могут являться формы колебаний с частотами в диапазоне 3714–4017 Гц, для колеса и диффузора с 17-ю лопатками — форма колебаний с частотой 6184 Гц, для диффузора с 19-ю лопатками — формы в диапазоне 6906–7294 Гц.

Оценка возможности возбуждения опасных форм колебаний и определение (при коэффициенте демпфирования 0,3 %) значений динамических напряжений в колесе были проведены с использованием методов гармонического анализа. Как показали расчеты, допустимыми по уровню напряжений в колесе являются варианты диффузора с 11 и 17 лопатками. Соответствующие формы колебаний даны на рис. 7, 8.

Как видно из рис. 7, частоте 4017 Гц соответствует связанная лопаточно-дисковая форма, характеризующаяся развитыми колебаниями периферийной части диска и подвозбуждением 1-й и 2-й форм колебаний укороченной и полной лопаток.

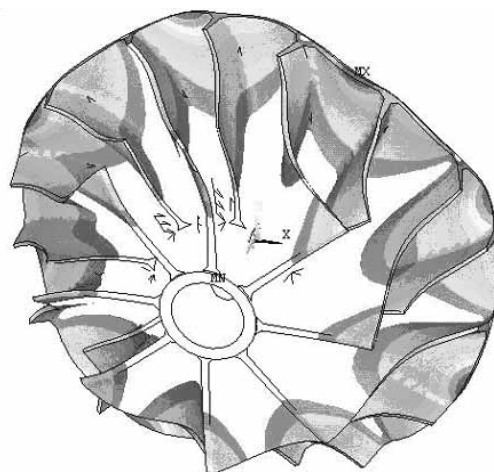


Рис. 7. Форма колебаний колеса при частоте 4017 Гц

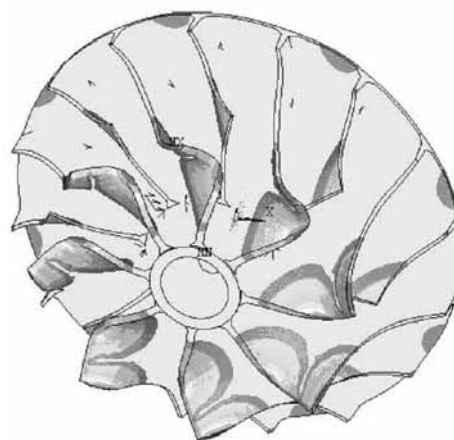


Рис. 8. Форма колебаний колеса при частоте 6184 Гц

Форма при частоте 6184 Гц (рис. 8) характеризуется практически парциальными колебаниями по 3-й форме полной лопатки. Максимумы перемещений имеют место на входной кромке лопаток.

С учетом проведенного анализа, низкой кратности гармоник для варианта с 11 лопатками и газодинамических соображений по соотношению чисел лопаток колеса и диффузора, в качестве окончательного был выбран вариант диффузора с 17 лопатками.

В результате выполненной расчетно-конструкторской работы спроектирована компрессорная ступень высокого давления ГТУ на степень повышения давления 3,5 и расход воздуха 8 кг/с. Применение методов трехмерного компьютерного анализа позволило оптимизировать прочностные и вибрационные характеристики компрессорного колеса на стадии проектирования.

#### Литература

1. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справ. пос. — Л., 1975. — 198 с.
2. Самойлович Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. — М.: Наука. 1969. — 444 с.