

Машталер В.И.

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ ТУРБИН

До середины 60-х годов напряжения в деталях турбин рассчитывались с помощью стержневых и оболочечных методов, дающих картину усредненных напряжений. Вместе с тем большое влияние на несущую способность детали и ее длительную прочность оказывает концентрация напряжений, возникающая в местах резких изменений формы (ступенчатые переходы, пазы, выступы и т.п.). Для учета этих факторов при конструировании в последующие годы получили развитие экспериментальные методы, позволившие в значительной степени усовершенствовать процесс конструирования деталей и выбор рациональных форм со сниженной неравномерностью распределения местных напряжений.

В этот период времени развивались и теоретические методы с разработкой математических моделей, позволивших решить ряд объемных задач теории упругости применительно к реальным конструкциям.

Значительно более серьезные успехи в решении задач объемного напряженного состояния были достигнуты после внедрения в практику расчета и проектирования ЭВМ. При изучении напряженно-деформированного состояния (НДС) это, во многих случаях, позволяет отказаться от экспериментальных методов (хотя роль эксперимента как средства интегральной проверки математической модели по-прежнему сохраняется).

С развитием метода конечных элементов (МКЭ) появилась возможность производить расчеты ответственных деталей конструкции с учетом всех действующих на них силовых факторов и особенностей геометрических форм. При этом определяются не только напряжения, но и деформации, знание достоверных величин которых играет важную роль при определении взаимного положения деталей и узлов турбины в холодном состоянии, в пусковых и эксплуатационных режимах.

Устранение местных повышенных напряжений и рациональное использование материала позволило выработать более совершенные формы корпусов турбин с повышенным сопротивлением малоцикловой усталости.

В настоящее время для определения допустимых напряжений в качестве основных параметров механической прочности, в зависимости от рабочей температуры детали, используется предел текучести при растяжении $\sigma_{0,2}^T$ или предел длительной прочности за 10^5 часов $\sigma_{д.п.10^5}$.

Коэффициенты запаса, определяемые в зависимости от типа детали и вида нагрузки, учитывают режимы работы и их продолжительность. Кроме того коэффициент безопасности должен учитывать общий ресурс работы, а для современных турбин он составляет свыше 200 тысяч часов.

Работа выполнена под руководством проф. каф. ТЭ и Э Сухинина В. П.