

Для этого определяется давление со стороны прокладки, которое должно быть больше уплотняемого давления, усилие на прокладку, усилие затяжки шпилек. Контроль усилия затяжки осуществляется или по величине крутящего момента на ключе, или по углу поворота гайки. Конечным расчетом является определение напряжения в шпильке

## **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЦНС 60-330**

Золотарь Т.Н.

Основные узлы и детали современных высоконапорных центробежных насосов подвержены действию больших статических и динамических нагрузок. Так как к насосам предъявляются повышенные требования к их надежности, необходимо, чтобы действительные напряжения, возникающие в деталях насоса, даже при наиболее тяжелых условиях работы, не были выше допустимой величины. В некоторых случаях решающее значение имеет жесткость, так как малые по абсолютной величине деформации могут вызвать большие относительные изменения зазоров проточной части, что, как правило, сопровождается резким увеличением вибраций и делает невозможной нормальную эксплуатацию насоса. Поэтому высоконапорные насосы требуют достаточно точных расчетов напряжений и деформаций.

В работе предложена методика автоматизированного расчета на прочность основных деталей центробежного насоса ЦНС 60-330: вала, крышки со стороны нагнетания, секций и шпилек с использованием программного комплекса ANSYS.

## **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ НАСОСА СПИРАЛЬНОГО ТИПА**

Шевченко А.П.

Наибольшим коэффициентом полезного действия обладают насосы спирального типа. Это обеспечивается, прежде всего, за счет хорошей гидравлики проточной части, что в свою очередь приводит к усложнению конструкции корпуса насоса.

С ужесточением требований к надежности деталей насоса все более остро встает проблема по выбору методик расчета на прочность. Ранее применяемые методы дают лишь приближенные результаты, по которым с большей или меньшей погрешностью можно произвести оценку прочности. В последнее