

УДК 678.5:621.671:624:046

Г.П.Зайцев, В.В.Краснов, И.А.Зырянов,  
В.М.Василевский, А.М.Баженов, В.И.Дубровин

### ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Корпус бустерного турбонасоса окислителя (БТНО) служит для подачи криогенных компонентов. Эксплуатация агрегата в условиях низких температур и значительная нагруженность предъявляют высокие требования к теплоизоляционным свойствам материала, из которого изготавливается. Этим требованиям в полной мере удовлетворяют композиционные материалы, которые получают все большее распространение при производстве ответственных узлов высоконагруженных изделий. Ввиду сложности геометрической формы изготовление корпуса производится литьем под давлением с использованием дозируемого стекловолокнистого материала (ДСВ). Выбор материала обусловлен сочетанием высоких литейных и прочностных свойств.

Сложная геометрия корпуса оказывает существенное влияние на распределение напряжений и деформаций. В последнее время появились

новые приближенные методы определения напряженно-деформированного состояния в телах геометрически подобных корпусам БТНО [1, 2].

В первом приближении корпус насоса можно считать состоящим из торовой оболочки и двух цилиндрических. Наибольшее давление  $p$ , передаваемое на полуторовые оболочки

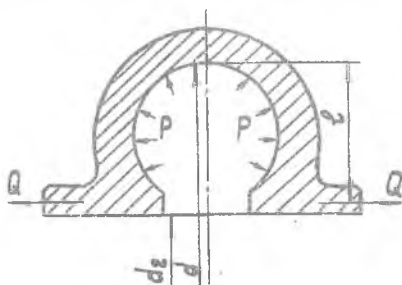


Рис. 1

жидкостью, заменено горизонтальными силами, приложенными в различных сечениях (рис. 1). Из условий нагружения и неразрывности деформаций оболочек в [1] получены для изгибающего момента  $M$  и тангенциальной силы  $T_R$  выражения вида

$$M = pR^2 \left( m_{1x} - \frac{\delta_{mx}}{\delta_{mm}} m_{1m} \right) = pR^2 m_{1p},$$

$$T = \frac{pR^2}{h} \left( t_{2x} - \frac{\delta_{mx}}{\delta_{mm}} t_{2m} \right) = \frac{pR^2}{h} t_{2p},$$

$\delta_{mx}$ ,  $\delta_{mm}$  - коэффициенты перемещений, зависящие от параметра  $\alpha$ ,  $\alpha$  - радиус меридионального сечения торовой оболочки,  $h$  - толщина оболочки в вершине,  $m_{1x}$ ,  $m_{1m}$ ,  $t_{2x}$ ,  $t_{2m}$  - коэффициенты, выбранные при  $\varphi = \pi/2$ , т.е. в вершине оболочки, как наиболее нагруженного места.

Применительно к БТНО для оценки напряженно-деформированного состояния корпуса получены следующие выражения:

$$M = m_{1p} pR^2 = 0,3 pR^2; \quad T = t_{2p} \frac{pR^2}{h} = 1,1 \frac{pR^2}{h}.$$

Расчеты проводились при трех уровнях давления в корпусе:  
 - 12,2 ати (давление на выходе из насоса в режиме запуска),  
 - 40 ати (давление при контрольно-доводочных испытаниях),  
 - 64 ати (среднее разрушающее давление улиточной части корпуса).

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными показывает, что данная методика оценки прочности корпуса насоса, изготовленного из композиционного материала ДСВ, дает завышенный запас прочности. При среднем разрушающем давлении улиточной части корпуса  $p = 54$  ати получен коэффициент запаса  $n = 2,3$ .

В работе [2] предложен метод расчета сильфона, который можно применить и для приближенного расчета корпуса насоса. Этот метод позволяет, не прибегая к помощи ЭВМ, по простым формулам и номограммам приближенно оценить напряженно-деформированное состояние оболочки известной геометрии.

Напряжения определяются по принципу независимости действия сил, и именно, от действия внутреннего давления и от "хода" (осевого перемещения) сильфона. Вводятся "входные" параметры ( $K$ ,  $\delta$ ), характеризующие геометрию изделия. По их значениям с помощью номограмм определяются относительные напряжения  $\bar{\sigma}_p$  и  $\bar{\sigma}_w$ , а также и главные напряжения. Расчеты БТНО по этой методике показы-

вают, что наиболее нагруженной является внутренняя сторона корпуса, в которой при внутреннем давлении возникает растягивающие напряжения. Коэффициент запаса прочности при  $p = 54$  ати оказывается равным 1,2, что удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными.

Для экспериментального определения напряженно-деформированного состояния проводилось статическое тензометрирование корпусов нагруженных при нормальной температуре. В качестве рабочей жидкости использовалось трансформаторное масло, подаваемое в корпус гидравлическим насосом. Герметизация корпуса обеспечивалась заглушками с уплотнительными кольцами, которые навинчивались на его резьбовые выходы.

На каждую зону улиточной части наклеивались розетки тензодатчиков, что позволило получить достоверную картину распределения деформаций для всей улиточной части корпуса БТНО. Показания с тензодатчиков снимались при ступенчатом повышении внутреннего давления на 5 ати вплоть до разрушения. Обработка экспериментальных данных проводилась с помощью ЭВМ. Были получены значения главных напряжений для каждой из 11 зон корпуса, которые показаны на

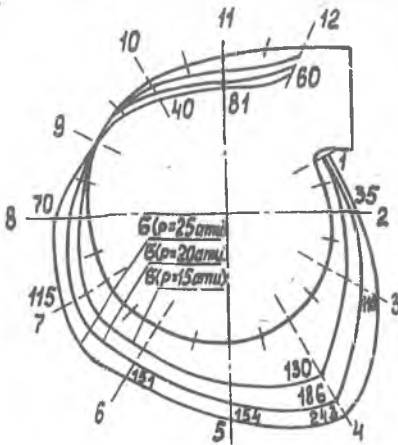


Рис. 2

рис. 2. При исследовании распределения напряжений установлено, что у внешней поверхности улиточной части действуют сжимающие напряжения, а у внутренней — растягивающие напряжения, причем в 4-ой зоне главные напряжения достигают наибольших значений. Здесь наиболее вероятно зарождение трещин.

При статистической обработке результатов испытаний установлено, что среднее разрушающее давление цилиндрической части составляет 35 ати при коэффициенте вариации  $v^2 = 12,10$

Разрушение корпусов происходит в основном в цилиндрической части, хотя там, как показывает расчет по уравнению Лапласа, действу

меньшие по отношению к улиточной части напряжения.

Испытания улитки проводились на корпусах, в которых заглушки устанавливались в цилиндрических выходах, и тем самым части корпуса изолировались друг от друга. При испытаниях улитки установлено, что среднее разрушающее давление улитки составляет  $p = 54$  ати при коэффициенте вариации  $\psi = 19,8\%$ , что в 1,54 раза превышает среднее разрушающее давление цилиндрической части, в которой отмечена большая макродефектность. Вероятность разрушения улитки при давлении, соответствующем разрушению цилиндрической части, составляет всего 10%.

Тензометрирование внешней поверхности позволило получить не только картину полей напряжений, но и правильно расставить ребра жесткости для обеспечения надлежащей жесткости изделия, упростить его геометрию.

После изготовления корпус насоса подвергается многочисленным испытаниям внутренним давлением как при его доводке, так и при эксплуатации. Полость корпуса заполняется рабочей жидкостью в доли секунды (0,06-0,08 сек), поэтому можно говорить об ударном нагружении корпуса внутренним давлением. Установление зависимости максимального давления от числа циклов нагружения до разрушения представляет важное направление исследования. Для определения этой зависимости и построения кривой усталости при малоцикловом нагружении ударным внутренним давлением было испытано шесть корпусов. При испытании корпус насоса входил в состав магистрали, в которой создавалось определенное давление от испытательной машины при помощи гидравлического насоса. Это давление необходимо для создания запаса энергии в гидроаккумуляторе. Затем при помощи электрогидравлического крана ударное давление требуемого уровня создавалось в рабочей магистрали в течение 0,06-0,08 сек. Время действия пика давления при ударном нагружении и характер изменения давления в послеударный период определялось по графику сигнала с тензодатчика на осциллографе С-1-4 и записывалось с помощью шлейфового осциллографа К-20-21. В случае визуального установленного отклонения уровня давления от заданного в процессе нагружения делалась корректировка внутреннего давления в основной системе.

Испытания ударным внутренним давлением проводились при трех уровнях: 20 ати, 25 ати, 30 ати с фиксацией числа циклов нагруже-

ния до разрушения корпусов. Получены следующие осредненные числа циклов до разрушения: при  $p = 20$  ати -  $N_p = 653$ , при  $p = 25$  ати -  $N_p = 86$ , при  $p = 30$  ати -  $N_p = 14$ . На основании этих опытных данных построена кривая усталости при малоцикловом нагружении, представленная графически на рис. 3, и методом наименьших квадратов установлена зависимость между максимальным давлением и числом циклов до разрушения в виде  $N_p \cdot p^{0,3845p} = 1,387 \cdot 10^6$ .

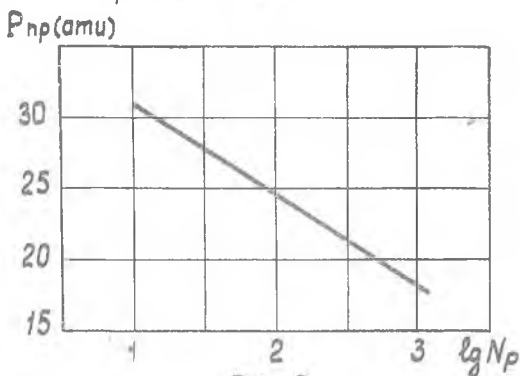


Рис. 3

Исследование мест разрушений корпусов при малоцикловом нагружении показало, что, как и при статическом нагружении, разрушение происходит в 4-ой зоне при переходе от улиточной части корпуса к цилиндрической. Это подтверждает вывод о максимальной нагруженности этой зоны.

### Л и т е р а т у р а

1. Вальшонек Л.С. Расчет тороидального силфона с невысокими волнами. Исследование и расчет напряжений в деталях машин и конструкциях. М., "Наука", 1966.
2. Силфоны. Под редакцией Андреевой Л.Е. М., "Машиностроение", 1975.