

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН ПРИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЯХ

А.В. Михневич, Ю.А. Андреевец

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь*

Одним из основных элементов объемных гидромашин является узел распределения рабочей жидкости. Этот узел определяет надежность и долговечность гидромашин, их чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, шумовую характеристику и способность гидромашин работать при высоких давлениях.

В настоящее время в аксиально-поршневых гидромашинах используются распределительные узлы с плоским и сферическим распределительными дисками.

Для нормальной работы аксиальных гидромашин необходимо обеспечить устойчивый режим жидкостного трения в зазоре между контактирующими поверхностями распределительного узла при минимальных утечках рабочей жидкости, то есть величина зазора должна быть больше величины суммарной шероховатости контактных поверхностей.

При форсировании объемных гидромашин по давлению возрастает напряженность работы распределительного узла. В частности, увеличение давления P_0 приводит к уменьшению зазора h , что в сочетании с зависимостью вязкости рабочей жидкости от давления обуславливают существенное увеличение трения в распределительном узле при повышении рабочего давления P_0 .

Наибольшие напряжения возникают в зоне, где давление рабочей жидкости максимально, т.е. в зоне нагнетательных серповидных окон распределительного диска. Большие боковые поверхности и значительная длина серповидных окон у многих конструкций распределительных дисков при высоких давлениях рабочей жидкости приводит к существенным деформациям в зоне нагнетательных серповидных окон.

Максимальный прогиб внешнего кольца распределительного диска в секторе нагнетания определяется по формуле

$$f_{\max} = \frac{5P_0 b l^4}{386EJ},$$

где l – длина серповидного окна;

b – высота внешней поверхности нагнетательного серповидного окна;

E – модуль упругости материала распределителя;

J – момент инерции сечения внешнего кольца распределителя относительно нейтральной оси.

Для аксиально-поршневой гидромашинной марки 207,25 при $P_0 = 36$ МПа расчетное значение $f_{\max} \approx 26$ мкм.

Для сферических распределительных дисков такой существенный прогиб приводит к резкому уменьшению зазора между распределительным диском и блоком цилиндров в зоне нагнетания. То есть для сферических распределительных дисков фактор деформации для сферических распределительных дисков является основным, ограничивающим повышение рабочего давления. Для плоского распределителя деформации в распределительном диске не оказывают столь существенного влияния на величину зазора. Поэтому для аксиально-поршневых гидромашин высокого давления предпочтительна плоская конфигурация распределительного узла.