

## СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

$$\frac{1}{r} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw(r)}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{p(r)}{D}. \quad (3)$$

решение которого реализуется в программном комплексе ANSYS и последующей аппроксимацией в пакете MathCAD-13.

Изучено влияние деформации диска гидропята на статическую характеристику и расход. Деформация диска приводит к дополнительному смещению ротора, при этом проводимость торцевой щели (4) увеличивается и, как следствие, уменьшается протечки рабочей жидкости через уравнивающее устройство.

$$g_T = \frac{\pi}{6\mu} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r[h(r)+w(r)]^3} < \frac{\pi h_0^3 (r_1 + r_2) / 2}{6\mu (r_2 - r_1)}. \quad (4)$$

Полученные результаты можно применять при уточнённом статическом расчёте гидропята для ламинарных режимов течения рабочей жидкости.

## УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ АВТОРАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА С УЧЕТОМ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ГИДРОПЯТЫ

*Коверцов С.Ю.*

В современных высоконапорных центробежных насосах осевые силы, действующие на ротор, воспринимаются автоматическими уравнивающими устройствами (гидропятами), которые одновременно выполняют функции упорного гидростатического подшипника и комбинированного концевого уплотнения с саморегулируемым торцевым зазором.

В работе рассмотрена традиционная конструкция гидропята. Для расчета статических характеристик гидропята необходимо получить распределение давления в торцевом зазоре. При этом учитывалась деформация диска гидропята. Для торцевого зазора гидропята характерен турбулентный автомодельный режим течения, при котором коэффициент сопротивления трения не зависит от числа Рейнольдса.

## СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Давление в камере гидропаты является функцией торцового зазора и определяется из баланса расхода через цилиндрический и торцовый дроссель.

В результате решения уравнений баланса сил, действующих на диск гидропаты, и баланса расходов через цилиндрический и торцовый дроссель, получены зависимости осевой силы и расхода жидкости через гидропату от величины торцового зазора.

### АНАЛИЗ ДИНАМИКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

*Шуплякова Ю. В.*

На данный момент наиболее эффективным способом разгрузки осевых сил, действующих на ротор многоступенчатого центробежного насоса, является устройство автоматического уравнивания. В современных высоконапорных центробежных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор, достигает десятков тонн. Уравнивание таких нагрузок затруднительно и требует значительных затрат мощности. Во многих случаях применяют гидропату - автоматическое уравнивающее устройство, выполняющее одновременно функции упорного подшипника и комбинированного концевое уплотнения с саморегулируемым торцовым зазором. Работа гидропат основана на том, что осевая сила, действующая на торцовую пару, зависит от торцового зазора. При проектировании уравнивающих устройств стремятся, с одной стороны, свести к минимуму объёмные потери, с другой - не допустить в процессе работы при возможных изменениях осевой силы чрезмерного уменьшения торцового зазора, так как это может привести к задирам.

Как всякая система автоматического регулирования, система уравнивания осевой силы должна обладать определенными динамическими качествами. Поэтому приводится исследование динамической устойчивости системы ротор-разгрузочное устройство и построение амплитудных