

## ЭФФЕКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Супрун А.В., аспирант, СумГУ, г. Сумы*

Во время работы насоса величина осевой силы, действующей на ротор, может изменяться в широком диапазоне в зависимости от подачи. Кроме того, по мере износа межступенных уплотнений рабочих колес, осевая сила обычно возрастает и может достигать удвоенного значения от величины, действующей в новом насосе. Так как величина уравновешивающей силы регулируется осевым смещением ротора, увеличение осевой силы может привести к уменьшению зазора в торцовом дросселе уравновешивающего устройства ниже допустимого значения и выходу его из строя. Таким образом, надежность работы узла осевого уравновешивания и насоса в целом зависит от величины гидростатической жесткости автоматического уравновешивающего устройства.

Современный уровень развития промышленности требует от насосного оборудования не только обеспечения заданной надежности, но и повышения экономичности его работы. Значительная часть мощности привода насоса теряется на обеспечение работы автоматического уравновешивающего устройства. Потери мощности представляют собой объемные (утечку жидкости) и механические (трение). Величина объемных потерь на порядок больше механических, поэтому повышение КПД насоса можно достичь путем уменьшения утечек жидкости через автоматическое уравновешивающее устройство.

Возможные способы повышения эффективности работы узла осевого уравновешивания можно показать путем анализа характеристик обычной гидропаты. Если отношение проводимости цилиндрического дросселя  $g_1$  к проводимости торцового на расчетном режиме  $g_{20}$  обозначить  $\alpha$ , то статическая характеристика гидропаты (зависимость относительной уравновешивающей силы  $F_\delta / T_0$  от относительного торцового зазора  $\bar{h}_\delta$ ) будет иметь вид:

$$\frac{F_\delta}{T_0} = \frac{\alpha^2 + 1}{\alpha^2 + \bar{h}_\delta^3}. \quad (1)$$

Статические характеристики гидропаты при разных значениях отношения проводимостей  $\alpha$  приведены на рисунке.

Гидростатическая жесткость представляет собой производную уравновешивающей силы по зазору, на расчетном режиме она равна:

$$k_\varepsilon = \frac{d}{d\bar{h}_\delta} \left( \frac{F_\delta}{T_0} \right) \Big|_{\bar{h}_\delta=1} = -3 \frac{1}{\alpha^2 + 1}. \quad (2)$$

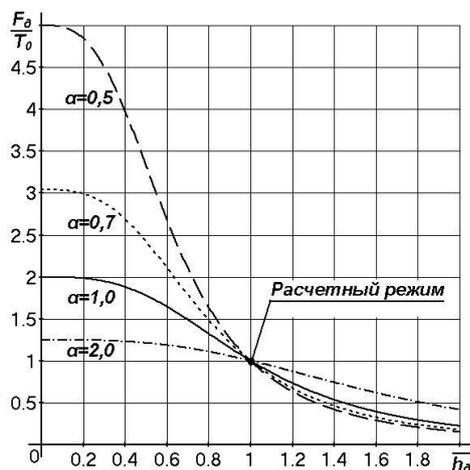


Рисунок – Статическая характеристика  
автоматического уравновешивающего устройства

Утечку жидкости на расчетном режиме с учетом (2) можно представить в виде:

$$q_0 = g_1 \sqrt{-\frac{k_\varepsilon}{3}} \sqrt{p_1 - p_3}. \quad (3)$$

Из полученных результатов следует, что гидростатическая жесткость автоматического уравновешивающего устройства возрастает при увеличении сопротивления цилиндрического дросселя по отношению к сопротивлению торцового на номинальном режиме работы, а объемные потери жидкости на номинальном режиме работы прямо пропорциональны проводимости цилиндрического дросселя. Следовательно, для повышения надежности и эффективности работы автоматического уравновешивающего устройства необходимо увеличение сопротивления радиального щелевого уплотнения. Увеличение сопротивления возможно только за счет значительного увеличения длины цилиндрического дросселя, что не

технологично. Более рациональным будет его замена уплотнением другого типа, которое может обеспечить постоянное сопротивление в гидравлическом тракте автоматического уравнивающего устройства. Этим требованиям отвечает торцовое гидростатическое уплотнение, которое может работать с зазором, начиная от 0,005 мм, что позволяет обеспечить заданную жесткость и снизить утечку жидкости при минимальных осевых габаритах уравнивающего устройства и гидравлическое сопротивление в обводной трубе насоса в виде задвижки, позволяющее осуществлять регулировку характеристик уравнивающего устройства по ходу эксплуатации насоса.