

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЩНОСТИ

зависимости от торцового зазора. Они определяются из условия обеспечения бесконтактной работы кольца при приемлемой величине зазора на номинальном режиме работы насоса. Подробная методика расчета с ее особенностями приводится в докладе.

БАЛАНС ЭНЕРГИИ В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

Калиниченко П.М., Великодный Е.И.

Эффективность способов осевой разгрузки ротора насоса оценивается их экономичностью. Одним из критериев экономичности является к.п.д. насоса. Он определяется по результатам проведения расчетно-теоретических балансовых исследований. Полный к.п.д. многоступенчатого насоса равен произведению трех к.п.д. ступени механического, объемного и гидравлического $\eta = \eta_{\text{мех}} + \eta_{\text{об}} + \eta_{\text{г}}$. Выполненные расчеты указывают, что величина механического к.п.д. ступени и насоса различна, а, следовательно, и различна величина полного к.п.д. для доказательства вышеуказанного утверждения приведем исследования баланса энергии в многоступенчатом насосе.

Следуя общепринятому подходу, механические потери в насосе представим в виде суммы механических внутренних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внутр}}$ и механических внешних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$, т.е.

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{мех}}^{\text{внутр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
 Механические внутренние потери включают в себя потери от дискового трения $N_{\text{д.т.}}$ поверхностей рабочего колеса о жидкость и потерь узла разгрузки ротора от осевой силы $N_{\text{разгр}}$. В результате

$$N_{\text{мех}} = i \cdot N_{\text{д.т.}} + N_{\text{разгр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
 где i – число ступеней насоса. Величина механических потерь в насосе оценивается механическим к.п.д., который равен отношению оставшейся после вычета механических потерь гидравлической мощности

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЩНОСТІ

N_2 — к мощности N , подводимой от привода.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_2}{N} = \frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N - (i \cdot N_{\text{д.т.}} + N_{\text{разгр}} + N_{\text{внешн мех}})}{N}$$

Представляя $N = iN_{\text{ст}}$, будем иметь

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{ст}} - (N_{\text{д.т.}} + (N_{\text{разгр}} + N_{\text{внешн}}) / i)}{N_{\text{ст}}}$$

Как видим, механический к.п.д. ступени будет равен механическому к.п.д. насоса при условии равномерного разделения между ступенями подводимой от привода и теряемой в насосе мощности.

Величина объемных потерь в насосе оценивается объемным к.п.д., равным отношению мощности N' , оставшейся за вычетом мощности, затрачиваемой на объемные потери $N_{\text{об}}$, к гидравлической мощности N_2

$$\begin{aligned} \eta_{\text{об}} &= \frac{N'}{N_2} = \frac{N_2 - N_{\text{об}}}{N_2} = \frac{\gamma Q_{\text{к}} H_{\text{м}}^{\text{ст}} i - \gamma q_{\text{к}} H_{\text{м}}^{\text{ст}} i - \gamma q_{\text{р}} H_{\text{м}}}{\gamma Q_{\text{к}} H_{\text{м}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{к}} - q_{\text{к}} - q_{\text{р}}}{Q_{\text{к}}} = \frac{Q}{Q + q_{\text{к}} + q_{\text{р}}}. \end{aligned}$$

Здесь $Q = Q_{\text{к}} - q_{\text{к}} - q_{\text{р}}$ — подача насоса; $Q_{\text{к}}$ — расход жидкости через колесо; $q_{\text{к}}, q_{\text{р}}$ — протечки через переднее уплотнение колеса и разгрузочное устройство, соответственно; $H_{\text{м}} = H_{\text{м}}^{\text{ст}} i$ — теоретический напор насоса; $H_{\text{м}}^{\text{ст}}$ — теоретический напор ступени. Следовательно, объемный к.п.д. ступени и насоса одинаковы.

Величина гидравлических потерь оценивается

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МІЩНОСТІ

гидравлическим к.п.д., который равен отношению полезной мощности насоса $N_n = \gamma QH$ к мощности $N' = \gamma QH_m$

$$\eta_e = \frac{N_n}{N'} = \frac{\gamma QH}{\gamma QH_m} = \frac{H}{H_m} = \frac{H}{H + h_n} = \frac{H_{cm} i}{H_{cm} i + h_n^{cm} i} = \frac{H_{cm}}{H_{cm} + h_n^{cm}}.$$

Здесь H, H_{cm} - напор насоса и ступени соответственно; h_n, h_n^{cm} - гидравлические потери в насосе и ступени соответственно. Следовательно, гидравлический к.п.д. ступени и насоса одинаковы.

Таким образом, к.п.д. насоса будет равен к.п.д. ступени при условии, что механический к.п.д. будет определяться по вышеприведенным зависимостям.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВОЙНЫХ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

Черных Р.В.

Для герметизации валов центробежных насосов и аппаратов с перемешивающими устройствами (мешалками) в химической промышленности, как правило, применяются двойные торцовые уплотнения с подачей нейтральной затворной среды. Однако как показывает опыт эксплуатации, из-за повышенной вибрации вала, не обеспечивается достаточный ресурс торцовых механических уплотнений с твердыми парами трения. Поэтому рациональным является использование для таких применений уплотнений с сальниковой набивкой, которые менее чувствительны к вибрациям вала.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований двойных торцовых уплотнений с коаксиальным расположением ступеней, в которых за счет специальной формы канавок, выполненных на опорном металлическом кольце внутренней ступени, обеспечивается гидродинамическая разгрузка пары трения.