

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

затруднительно и требует значительных затрат мощности. Во многих случаях применяют гидропятю - автоматическое уравнивающее устройство, выполняющее одновременно функции упорного подшипника и комбинированного концевой уплотнения с саморегулируемым торцевым зазором. Работа гидропят основана на том, что осевая сила, действующая на торцовую пару, зависит от торцового зазора.

В работе рассмотрена статическая характеристика системы с учетом деформации уравнивающего диска. В результате статического расчета получены статическая и расходная характеристики, позволяющие на стадии проектирования устанавливать величину протечек в зависимости от диапазона изменения осевой силы. Так как уравнивающее устройство должно работать не только надежно, но и экономично. По результатам расчета построены статическая и расходная характеристики. На них отмечены диапазоны изменения зазора и расхода в заданной области изменения обобщенного воздействия.

Таким образом, на основании результатов расчёта можно предварительно указать достоинства использования гидропят, таких как устранение задиров при пуске, возможность отслеживания перекосов разгрузочного диска при одновременном обеспечении надёжной работы в заданном диапазоне изменения осевой силы с минимальными протечками через торцовую щель.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРОПЯТЫ С УЧЁТОМ ДЕФОРМАЦИИ РАЗГРУЗОЧНОГО ДИСКА

Суханов В.В., Коцегуб Я.М., Павленко И.В.

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатых центробежных насосов довольно часто используют автоматические системы уравнивания - гидропятю. При проектировании гидропят используют упрощенные методики расчета. При этом предполагается, что обе поверхности, образующие торцовую щель, параллельны.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Однако, при работе насоса под действием сил, обусловленных разностью давлений перед торцевой щелью и за ней, диск деформируется, и зазор принимает коническую форму, что ведет к изменению распределения давления в торцевой щели, а следовательно, к уменьшению осевой силы (рисунок 1). При этом возникает опасность контакта между диском и опорным кольцом.

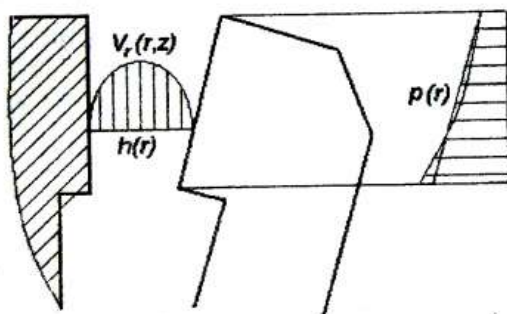


Рисунок 1

Рассмотрено ламинарное напорное течение жидкости в торцевой щели с произвольной плавно изменяющейся функцией зазора $h(r)$. Получены выражения для радиальной скорости $V_r(r,z)$ и распределения давления $p(r)$ по радиусу торцевой щели:

$$V_r(r) = \frac{6Q}{rh^3(r)} z[h(r) - z] \quad (1)$$

$$p(r) = p_0 - \frac{\int_1^r \frac{dr}{rh(r)^3}}{\int_1^2 \frac{dr}{rh(r)^3}} \cdot \Delta p; \quad (2)$$

Вследствие того, что распределение давления по радиусу торцевой щели и деформация разгрузочного диска взаимосвязаны, становится необходимым решение задачи гидроупругости. Для этого уравнения движения жидкости дополняются уравнением Софи-Жермен:

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.