

# ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ РОТОР – АВТОМАТ РАЗГРУЗКИ С УЧЕТОМ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ТЕЧЕНИЯ В ДРОССЕЛИРУЮЩИХ КАНАЛАХ

*Петренко А.Н., студент, СумГУ, г. Сумы*

При создании разнообразных центробежных машин уравнивание осевой силы является актуальной задачей для многоступенчатых высоконапорных насосов она измеряется десятками и даже сотнями тонн, поэтому устройства для уравнивания осевых сил оказываются напряженными и энергонасыщенными: на них теряется до 10% мощности насоса, что во многих случаях составляет порядка тысячи киловатт.

Уравнивающие устройства представляют собой сложные саморегулируемые гидромеханические системы с обратными связями, в которых при определенных условиях могут возникать интенсивные самовозбуждающиеся колебания, оказывающие решающее влияние на вибрационное состояние всего насоса.

Повышенные осевые вибрации ротора, можно объяснить либо резонансами в системе ротор-авторазгрузка, либо самовозбуждающимися колебаниями, которые происходят в результате потери системой динамической устойчивости. Осевые вибрации ротора приводят к возникновению значительных пульсаций напряжения в разгрузочном диске и в поперечном сечении вала, а также могут стать причиной повышенных поперечных колебаний ротора. В связи с этим вычисление амплитудных и фазовых частотных характеристик системы уравнивания и проверка ее динамической устойчивости имеют важное значение для обеспечения надежности быстроходных высоконапорных центробежных насосов.

При осевых колебаниях ротора течение в дросселирующих каналах, становится нестационарным и задача вычисления давлений в камерах усложняется, поскольку придется учитывать потери давления на преодоление инерции жидкости (реактивное сопротивление канала). По имеющимся оценкам даже при сравнительно низкой частоте осевых колебаний реактивное сопротивление может быть больше активного. Поэтому учет инерционного сопротивления жидкости является актуальной задачей.

Для выяснения влияния инерционного сопротивления жидкости был произведен расчет системы автоматического уравнивания без дополнительного цилиндрического дросселя, построены амплитудные и фазовые частотные характеристики, проведен анализ устойчивости системы, также были построены амплитудные частотные характеристики для случая когда давление нагнетания насоса и осевая сила пропорциональны квадрату частоты вращения ротора.

Из анализа амплитудных и фазовых частотных характеристик построенных для трех значений давления нагнетания насоса  $P_1=(10;16;18)$  МПа (относительного давления  $\psi_1=(0,625; 1; 1,125)$ ) можно сделать вывод, что инерционное сопротивление жидкости действует как демпфирующий фактор, уменьшая критические частоты и амплитуды резонансных колебаний ротора. Резонансные амплитуды как реакции на колебания давления нагнетания  $\psi_1$ , для  $\psi_1 =0,625; 1; 1,125$  уменьшаются на (67,2; 51,5; 46)% соответственно, а критические частоты на (46,9; 3,2; 2,4) %. Подобным образом инерция жидкости влияет на вынужденные колебания ротора под действием колебаний внешней осевой силы  $\tau$ .

Результаты, полученные с учетом инерции жидкости, даны в числителе, а без учета – в знаменателе.

	$\psi_1 = 0,63$	$\psi_1 = 1,0$	$\psi_1 = 1,13$
$\omega_k, c^{-1}$	968/1820	2380/2460	2450/2510
$A_{\psi_1}$	2,17/6,6	1,4/2,87	1,39/2,84
$z_{a\psi_1}, M$	$(1,35/4,13) \cdot 10^{-5}$	$(1,4/2,88) \cdot 10^{-5}$	$(1,56/2,88) \cdot 10^{-5}$
$A_\tau$	0,81/2,52	0,89/1,84	1,0/1.84
$z_{a\tau}, M$	$(0,7/2,38) \cdot 10^{-5}$	$(0,83/1,75) \cdot 10^{-5}$	$(0,95/1,75) \cdot 10^{-5}$

Влияние сил инерции жидкости усиливается при уменьшении давления нагнетания. В связи с этим учет инерции при определении критических частот имеет особо важное значение для насосов с большим коэффициентом быстроходности и для насосов которые работают в широком диапазоне давлений нагнетания.

Благодаря малым торцовым зазорам и большим давлениям система уравнивания малым торцовым зазорам и большим давлениям система уравнивания имеет большую осевую гидростатическую жесткость, которая обуславливает сравнительно высокие значения критических частот. Но для высокооборотных насосов существует реальная опасность резонансных осевых колебаний, ухудшающих общее вибрационное состояние машины.

Рассмотренная дискретная модель ротора с уравнивающим устройством есть лишь первым приближением реальных конструкций и требует дальнейшего усовершенствования.

*Работа выполнена под руководством профессора Марцинковского В.А*

