

Исследования показывают, что для снижения влияния окружных перетоков рабочей жидкости в относительно длинном щелевом уплотнении на жесткостные свойства гидростатической силы целесообразно щелевое уплотнение выполнять с кольцевой канавкой, причем ее желательно располагать посередине щели. В этом случае существенно повышаются жесткостные характеристики уплотнения, что, как известно, приводит к увеличению критических частот ротора. С другой стороны, наличие в щели кольцевой канавки уменьшает дестабилизирующее влияние гидростатической составляющей силы, обусловленной перекосом вала во втулке.

Литература:

1. Беда А.И. Анализ гидростатической силы в щелевом уплотнении произвольной длины. Вестник Сумского государственного университета. Серия Технические науки, Сумы, 2012, №2. –С. 50-59.
2. Беда А.И. Анализ демпфирующей и циркуляционной сил в щелевом уплотнении произвольной длины. Вестник Сумского государственного университета. Серия Технические науки, Сумы, 2013, №1. –С. 25-34.

УДК 621.671

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

БЕЛОУС Д.А., студент, БЕДА И.Н., доцент

Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина

Ключевые слова: щелевые уплотнения, ротор, гидродинамическая сила.

Реферат: в работе рассмотрено моделирование гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях центробежных насосов. Представлена зависимость гидростатической силы от относительного эксцентриситета (смещения вала) с использованием полиномов Лежандра.

Развитие научно-технического прогресса на современном этапе невозможно без реализации высоких показателей качества, надежности, эффективности технических процессов и оборудования. Так, комплекс нефте- и газодобычи, гидро- и теплоэнергетика, коммунальное городское хозяйство широко используют центробежные насосы, которые обеспечивают перекачивание жидкостей и газов, сообщая им при этом необходимые технологические параметры. Современные промышленные технологии требуют от этих машин повышения показателей давления и подачи для разных сред, что приводит к необходимости совершенствования конструкционных и технологических характеристик насосов.

Анализ гидродинамической системы «ротор – щелевые уплотнения» позволяет определить, оценить и спрогнозировать вибрационное состояние центробежного насоса.

Существуют методы оценки гидродинамических характеристик моделей роторов (метод начальных параметров и метод динамической жесткости) [1], которые позволяют выполнить расчет динамических характеристик. Однако в них не учитывается информация о гидродинамических процессах в щелевых уплотнениях проточной части насоса, которые в значительной мере влияют на надежность вибрационного состояния системы.

В работе [2] представлена модель, которая описывает движение жидкости в щелевом уплотнении с эксцентрично смещенным валом без учета инерционных элементов. Она описывается системой уравнений (1) с граничными условиями (2):

$$\begin{cases} \frac{\partial p(\bar{z}, \phi)}{\partial \phi} = -\frac{\lambda r}{2h_0} \frac{\rho w_0}{2} u(\bar{z}, \phi), \\ \frac{\partial p(\bar{z}, \phi)}{\partial \bar{z}} = -\frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho w^2(\bar{z}, \phi)}{2}, \\ \frac{\partial (w(\bar{z}, \phi)h(\bar{z}, \phi))}{\partial \bar{z}} + \frac{lh_0}{r} \frac{\partial u(\bar{z}, \phi)}{\partial \phi} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} p(0, \phi) = p_{10} - \xi_1 \cdot \frac{\rho \cdot w^2(0, \phi)}{2}, \\ p(1, \phi) = p_{20} - \xi_2 \cdot \frac{\rho \cdot w^2(1, \phi)}{2}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $p(\bar{z}, \phi)$  – распределение давления в щели;  $u(\bar{z}, \phi)$  – окружная скорость жидкости, обусловленная полем давления;  $w(\bar{z}, \phi)$  – осевая скорость жидкости;  $w_0$  – осевая скорость жидкости в концентрическом канале;  $h(\phi)$  – величина радиального зазора;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина щели;  $r$  – радиус вала;  $R$  – радиус втулки;  $h_0 = R - r$  – средний радиальный зазор.

После выполнения математических преобразований системы (1) и учета граничных условий было получено квазилинейное уравнение эллиптического типа:

$$\frac{(1 - \varepsilon \cdot \cos \phi)^2}{2 \cdot l_r^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} + \sqrt{\frac{-(1 - \varepsilon \cdot \cos \phi) \cdot \xi_0}{\xi_1}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \cdot \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \phi^2} = 0 \quad (3)$$

Данное соотношение описывает состояние динамической системы при условиях:

$$\begin{cases} \bar{p}(0, \phi) = \bar{p}_1 + \xi_1 \cdot \frac{1 - \varepsilon \cdot \cos \phi}{\xi_1} \cdot \frac{\partial \bar{p}(0, \phi)}{\partial \bar{z}}, \\ \bar{p}(1, \phi) = \bar{p}_2 + \xi_2 \cdot \frac{1 - \varepsilon \cdot \cos \phi}{\xi_1} \cdot \frac{\partial \bar{p}(1, \phi)}{\partial \bar{z}}, \\ p(\bar{z}, 0) = p(\bar{z}, 2\pi), \end{cases} \quad (4)$$

Гидростатическая сила, обусловленная радиальным смещением вала, представлена в виде:

$$F(\varepsilon) = -r \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^1 p(z, \phi) \cdot \cos \phi dz d\phi \quad (5)$$

Для решения уравнения (3) использовался метод сеток с применением метода последовательных приближений. При каждой последующей итерации было найдено значение давления жидкости в узлах сетки при заданном относительном эксцентриситете. Итерационный процесс завершили при условии, что относительное изменение давления в каждом узле не превышает заданной точности.

После интерполяции узловых значений двумерным кубическим сплайном с помощью функций Mathcad получили дискретное распределение давления в щели (таблица 1).

Таблица 1

	Значения относительного эксцентриситета $\varepsilon$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$F(\varepsilon)$	48.8 9	96.6 7	142.18	184.19	221.39	252.32	275.43	289.19	292.21	289.46

Для получения аналитической зависимости гидростатической силы от параметров смещения вала в щелевом уплотнении зависимость рассмотрена в виде:

$$F(\varepsilon) = -k_c(0) \cdot h_0 \cdot \varepsilon \cdot \alpha(\varepsilon) \tag{6}$$

где  $\alpha(\varepsilon) = 1 + \alpha_1\varepsilon + \alpha_2\varepsilon^2 + \dots + \alpha_n\varepsilon^n$  - безразмерный коэффициент нелинейности.

Зависимость этого коэффициента для некоторых типоразмеров щелевых уплотнений представлена на рисунке 1. Видно, что с ростом эксцентриситета величина силы уменьшается.

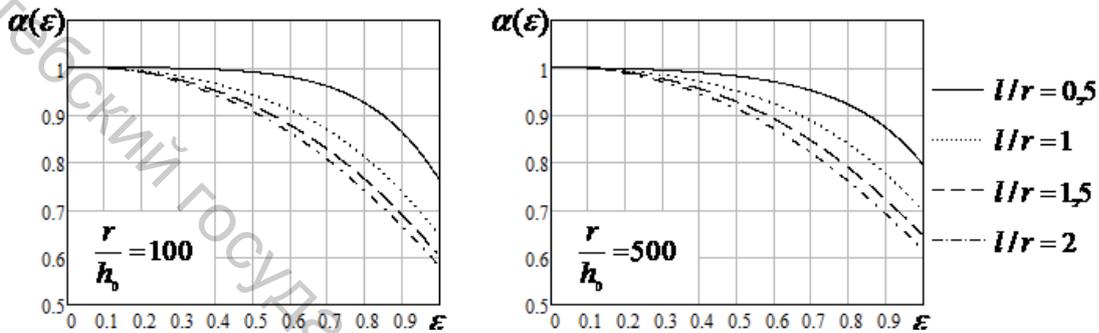


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента нелинейности силы от относительного коэффициента  $\varepsilon$

Зависимость (6) описана многочленом с использованием полиномов Лежандра в виде:

$$F(\varepsilon) = a_0 + a_1P_1(\varepsilon) + a_2P_2(\varepsilon) + a_3P_3(\varepsilon) + a_4P_4(\varepsilon) + a_5P_5(\varepsilon) + \dots \tag{7}$$

где  $a_m = \frac{1}{2}(2m+1) \int_{-1}^{+1} f(x)P_m(x)dx$  – коэффициенты разложения;  $m$  - порядок многочлена  $P_m(x)$

- полином Лежандра.

Неизвестные коэффициенты разложения были вычислены с помощью программных средств Mathcad для многочленов вида (7) до девятого порядка включительно (пример расчета для многочлена восьмого порядка представлен таблице 2).

Таблица 2

$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
0,0588	489,2335	7,965	-198,327	4,4621	-16,867	-20,872	6,944	11,11

Проведенный анализ нелинейности гидростатической силы в щели со спиральным движением рабочей жидкости показал, что гидростатическая сила имеет мягкую характеристику жесткости.

При условии, когда гидростатическая сила меняет направление и становится центрирующей, это может привести к потере устойчивого движения ротора.

Литература:

1. Марцинковский В.А. Основы динамики роторов / В.А. Марцинковский. – Сумы: Изд-во Сумского государственного университета, 2009. – 307 с.
2. Беда І.М. Рух рідини в кільцевих каналах шпарових ущільнень / І.М. Беда, О.І. Беда // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2011. – № 4. – С. 26-33.