

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

*А. Г. Хализева, магистр,
Сумский государственный университет
ул. Римского – Корсакова, 2, г. Сумы, 40007. Украина*

Проведен расчет динамических характеристик импульсного уплотнения, анализ влияния на них геометрических параметров конструкции, количества камер и питателей, а также учет влияния вязкого трения в системе. Определены максимальные значения амплитуд колебаний системы.

Ключевые слова: импульсное уплотнение, аксиально подвижное кольцо, камера, питатель, динамические характеристики.

ВВЕДЕНИЕ

На рис. - 1 показана расчетная схема исследуемого уплотнения, принцип действия которого заключается в следующем: на торцевой поверхности аксиально подвижного кольца 1 расположены замкнутые камеры 2, а на вращающемся опорном кольце 4 сделано несколько радиальных каналов-питателей 3, открытых в сторону уплотняемой полости. Через эти каналы уплотняемая среда под уплотняемым давлением p_1 впрыскивается в камеры за те короткие промежутки времени $t_1 = \dots$, когда вращающиеся каналы 3 проходят мимо камеры 2 [1, 2].

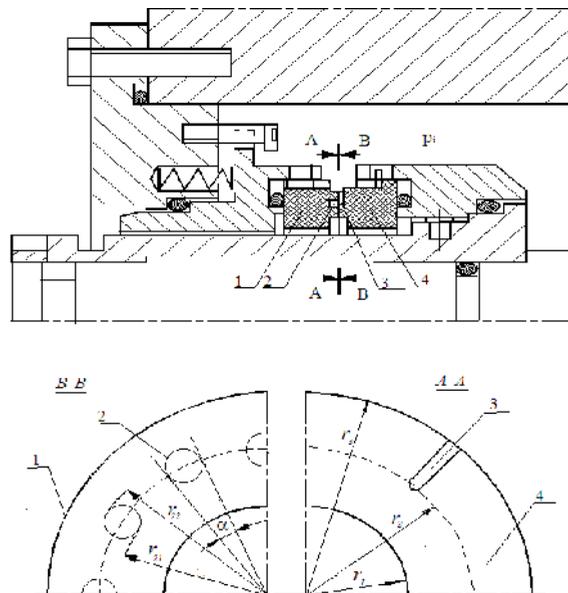


Рисунок 1 – Расчетная схема исследуемого импульсного уплотнения

Расчет динамических характеристик содержит оценку собственной частоты колебаний аксиально подвижного кольца, построение амплитудных и фазовых характеристик, анализ динамической устойчивости. Для оценки влияния геометрических параметров на динамические характеристики системы проводился расчет для трех значений безразмерной площади и различного количества камер и питателей.

**ДИНАМИКА ИМПУЛЬСНОГО УПЛОТНЕНИЯ.
ОСНОВНЫЕ ВЫРАЖЕНИЯ**

Дифференциальное уравнение относительно давления p_2 в камерах при осевых колебаниях кольца [1]:

$$T_2 \dot{\psi}_2 + \psi_2 = -(\tau_2 \dot{u} + \kappa_s u) - k_1 \Delta \psi + \psi_1 + k_2 \Omega, \quad (1)$$

где

$$T_2 = \frac{V}{E g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{s n}{p_n g_{s0}}, \quad k_1 = \frac{z_0}{g_{s0}}, \quad k_2 = \frac{z_0 z_0}{\Omega_0 g_{s0}^2} \left(\Delta \psi_0 - \frac{z_0 z_0}{g_{s0}} \Omega_0^2 \psi_* \right), \quad (2)$$

$$g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}, \quad \Delta \psi_0 = \psi_{10} - \psi_{30}.$$

Регулирующее воздействие – безразмерная осевая сила давления, действующая на аксиально подвижное кольцо:

$$\phi = -\frac{\tau_2 p + \kappa_s}{T_2 p + 1} u + (\sigma - k_1) \frac{(\tau_1 p + 1) \psi_1 - (\tau_3 p + 1) \psi_3}{T_2 p + 1} + \frac{k_2 \Omega}{T_2 p + 1}. \quad (3)$$

где

$$\tau_1 = \frac{\sigma - 1}{\sigma - k_1} T_2, \quad \tau_3 = \frac{\sigma}{\sigma - k_1} T_2 = \tau_1 + \frac{T_2}{\sigma - k_1}. \quad (4)$$

Коэффициент статической жесткости k_s определяется следующим образом:

$$\kappa_s = \frac{z_0 g_{20} g_{30}}{u_0 g_{s0}^2} \left[\Delta \psi_0 - \left(1 + \frac{g_{10}}{g_{s0}} \right) \Omega_0^2 \psi_* \right]. \quad (5)$$

Связь статической жесткости с безразмерной площадью определяется $= 1 - k_s$, т.е. увеличение безразмерной площади приводит к уменьшению статической жесткости аксиально подвижного кольца.

Динамическая жесткость системы оценивается следующим образом:
 $u/u = -(ks + i \tau_2) / (1 + i T_2 p) = -(U_2 + i V_2)$.

Если $U_2 > 0$ и $V_2 > 0$, то регулятор увеличивает жесткость и демпфирование (при условии $(u) < 0$). Отрицательные значения U_2 и V_2 дестабилизируют кольцо. Следует отметить, что при отсутствии внешнего демпфирования стабилизация обеспечивается только демпфированием регулятора. Поскольку $V_2 = \tau_2 - T_2 K_s$, то условие устойчивости принимает вид:

$$\tau_2 > T_2 K_s. \quad (6)$$

Уравнение свободных колебаний аксиально подвижного кольца:

$$m \ddot{x} = F - k(\Delta + x) - c \dot{x}.$$

В безразмерной форме, полагая $k = const$ и переходя к вариациям $= 0$,

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \chi_1) u = \phi, \quad (7)$$

где c – коэффициент внешнего вязкого трения

$$\chi_1 = \frac{\chi}{\delta} = \frac{k x_n}{A p_n}, \quad T^2 = \frac{m x_n}{A p_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{m A}}. \quad (8)$$

Уравнение замкнутой системы автоматического регулирования торцового зазора:

$$D(p)u = (\sigma - k_1)[(\tau_1 p + 1)\psi_1 - (\tau_3 p + 1)\psi_3] + k_2 \Omega \quad (9)$$

где собственный оператор системы и его коэффициенты имеют вид:

$$D(p) = a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3, \quad (10)$$

$$a_0 = T^2 T_2, \quad a_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad a_2 = 2\xi T + \chi_1 T_2 + \tau_2, \quad a_3 = \kappa_s + \chi_1.$$

Собственная частота колебаний, а также ее предельные значения определяются следующими выражениями [3]:

$$\omega_* = \frac{\sqrt{\chi_1 + U_2(\omega)}}{T} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \cdot \frac{\kappa_s + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (11)$$

$$\omega_*(0) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \kappa_s}, \quad \omega_*(\infty) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \cdot \frac{\tau_2}{T_2}} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n^2 E}{k V}}. \quad (12)$$

На аксиально подвижное кольцо в осевом направлении действует ряд возмущений, среди которых преобладают гармонические возмущения

$$\psi_1 = \psi_{1a} e^{i\omega t}, \quad \psi_3 = \psi_{3a} e^{i\omega t}, \quad \Delta\psi = (\psi_{1a} - \psi_{3a}) e^{i\omega t}. \quad (13)$$

По уравнению можно построить частотные передаточные функции по внешним воздействиям [2]:

$$W_{\Delta\psi}(i\omega) = W_1(i\omega) = \frac{u}{\Delta\psi} = \frac{u}{\psi_1} = (\sigma - k_1) \frac{\tau_1 i\omega + 1}{U + i\omega V} = (\sigma - k_1)(U_1 + i\omega V_1) = A_1(\omega) e^{i\gamma_1}, \quad (14)$$

$$W_3(i\omega) = \frac{u}{\psi_3} = -\frac{T_2 i\omega}{U + i\omega V} = U_3 + i\omega V_3 = A_3(\omega) e^{i\gamma_3};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = a_3 - a_1 \omega^2, \quad V = a_2 - a_0 \omega^2.$$

Выделив вещественные и мнимые части частотных передаточных функций, получим:

$$U_1 = \frac{U + \tau_1 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, \quad V_1 = \frac{\tau_1 U - V}{U^2 + \omega^2 V^2}; \quad U_3 = \frac{-T_2 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, \quad V_3 = \frac{-T_2 U}{U^2 + \omega^2 V^2}. \quad (15)$$

Выражения для амплитудных и частотных характеристик:

$$A_{\Delta\psi} = A_1 = (\sigma - k_1) \sqrt{\frac{1 + \tau_1^2 \omega^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{\Delta\psi} = \gamma_1 = -\arctg \omega \frac{V - U \tau_1}{U + \omega^2 V \tau_1};$$

$$A_3 = \frac{T_2 \omega}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_3 = \arctg \frac{U}{\omega V} - \pi;$$
(16)

ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР

1. Исходные данные.

Уплотняемое давление $p_1 = (2-16)$ МПа, $p_3 = 0$, $p_n = p_{1n} = 10$ МПа, частота вращения ротора $= n = 150$ с⁻¹, безразмерные параметры: $\beta_1 = 0,2 \dots 1,6$; $\beta_3 = 0$, $\beta_n = 1$; уплотняемая жидкость – вода, температура 40°С, плотность $\rho = 1000$ кг/м³; динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,67 \cdot 10^{-3}$ Па·с, адиабатический объемный модуль упругости $E = 2,2 \cdot 10^3$ МПа; радиусы: $r_0 = 0,115$ м, $r_1 = 0,12$ м, $r_2 = 0,13$ м, $r_3 = 0,14$ м. Камеры круглого сечения с радиусом $r_c = 0,003$ м, глубина камер $h_c = 0,115$. Центральный угол расположения камеры $\alpha_c = 2r_c/r_2$ рад.

2. Величины кольцевых площадей: $A_1 = 6 \cdot 10^{-3}$ м², $A_2 = 4,9 \cdot 10^{-3}$ м², $A_3 = 5,43 \cdot 10^{-3}$ м², $A = 10,6 \cdot 10^{-3}$ м². Усилие предварительного сжатия пружин $k = 905$ Н, безразмерное усилие $\beta = 8,54 \cdot 10^{-3}$. Безразмерная эффективная площадь, при которой на номинальном режиме $x_{хп}$: $\beta^* = 0,243$. Рабочий диапазон уплотнения ограничивается условием $\beta_{min} = 0,2 > 0,0477$ и дополнительным требованием $\beta_2 = 0,456 > 0,234$. Таким образом, допустимый диапазон уплотняемого давления намного шире требуемого по техническому заданию.

3. Слагаемые дифференциального уравнения (2) $T_2 = 6,17 \cdot 10^{-3}$, $\beta_2 = 9,8 \cdot 10^{-3}$, $k_1 = 0,27$, $k_2 = 0,03$. Значение коэффициента статической жесткости K_s , который определяется формулой (3) – 0,08. Регулирующее воздействие, определяется формулой (4), где коэффициенты для безразмерного параметра $\beta = (0,22; 0,256; 0,28)$: $\beta_1 = (0,1; 0,36; -0,39)$, $\beta_3 = (-0,03; -0,12; 0,15)$. Приведенная жесткость пружины (8) $k_1 = 1,78 \cdot 10^{-6}$, $T_2 = 1,24 \cdot 10^{-10}$.

4. Условие устойчивости, согласно (6), для заданных параметров выполняется с запасом: $V = 1,41 \cdot 10^{-7} < 2,95 \cdot 10^{-6}$. Предельные значения собственно частоты системы определяются выражениями (11) и составляют: $\omega(0) = 5740$ с⁻¹, $\omega(\infty) = 25400$ с⁻¹.

5. При рассмотрении вынужденных колебаний системы оперируем уравнением динамики замкнутой системы автоматического регулирования торцового зазора. Коэффициенты собственного оператора системы (10) имеют вид: $a_0 = 7,64 \cdot 10^{-13}$, $a_1 = 1,24 \cdot 10^{-10}$, $a_2 = 9,8 \cdot 10^{-3}$, $a_3 = 0,08$.

6. Графическая зависимость величины амплитуды от частоты колебаний системы (формулы (16)), без учета сил вязкого трения в системе приведена на рис. 2. С учетом же данного коэффициента – на рис. 3.

7. В таблице 1 сведены безразмерные и соответствующие им размерные значения амплитуд колебаний системы. Поскольку резонансная частота осевых колебаний одинакова при всех значениях безразмерного параметра и соответствующая ей амплитуда мало отличается, то на рисунке представлен к рассмотрению только один случай.

Таблица 1 – Амплитуды резонансных колебаний кольца уплотнения при различных коэффициентах демпфирования

ω, c^{-1}	$\zeta = 0,22$		$\zeta = 0,256$		$\zeta = 0,28$	
	A_1	$x_{1,М}$	A_2	$x_{2,М}$	A_3	$x_{3,М}$
$n=150$	0,49	$1,47 \cdot 10^{-8}$	0,47	$1,4 \cdot 10^{-8}$	0,45	$1,36 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0$						
$\omega = 1,13 \cdot 10^5$	361,3	$1,08 \cdot 10^{-5}$	344,6	$1,03 \cdot 10^{-5}$	333,5	$1,00 \cdot 10^{-5}$
$\xi = 0,5$						
$\omega = 1,11 \cdot 10^5$	1,25	$3,76 \cdot 10^{-8}$	1,19	$3,58 \cdot 10^{-8}$	1,16	$3,47 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0,75$						
$\omega = 1,08 \cdot 10^5$	0,84	$2,51 \cdot 10^{-8}$	0,80	$2,40 \cdot 10^{-8}$	0,77	$2,32 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 1$						
$\omega = 1,04 \cdot 10^5$	0,66	$1,97 \cdot 10^{-8}$	0,63	$1,88 \cdot 10^{-8}$	0,61	$1,82 \cdot 10^{-8}$

Таблица 2 – Амплитуды резонансных колебаний кольца уплотнения на рабочем режиме ($n=150, c^{-1}$)

n_c	$\zeta = 0,22$		$\zeta = 0,256$		$\zeta = 0,28$	
	A_1	$x_{1,НМ}$	A_1	$x_{1, НМ}$	A_1	$x_{1, НМ}$
16	0,16	4,9	0,16	4,7	0,15	4,5
24	0,25	7,4	0,23	7,0	0,3	6,8
32	0,33	9,8	0,31	9,4	0,3	9,1
40	0,41	12,3	0,39	11,7	0,37	11,3
48	0,49	14,6	0,47	14,0	0,45	13,6

Таблица 3 – Амплитуды резонансных колебаний кольца уплотнения

n_c		ω, c^{-1}	$n_i = 2$		$n_i = 4$		$n_i = 6$	
			A_1	$x_{1, МКМ}$	A_1	$x_{1, МКМ}$	A_1	$x_{1, МКМ}$
16	$\zeta_1 = 0,22$	$1,9 \cdot 10^5$	105,6	3,9	107,1	3,2	108,5	3,3
	$\zeta_2 = 0,256$		100,7	3,0	102,1	3,1	103,5	3,1
	$\zeta_3 = 0,28$		97,4	2,9	98,8	2,9	100,1	3,0
24	$\zeta_1 = 0,22$	$1,6 \cdot 10^5$	122,9	3,7	124,5	3,7	125,9	3,8
	$\zeta_2 = 0,256$		117,2	3,5	118,8	3,6	120,2	3,6
	$\zeta_3 = 0,28$		113,5	3,4	114,9	3,5	116,3	3,5
32	$\zeta_1 = 0,22$	$1,4 \cdot 10^5$	69,7	2,1	69,95	2,1	70,6	2,1
	$\zeta_2 = 0,256$		66,5	2,0	66,7	2,0	66,9	2,0
	$\zeta_3 = 0,28$		64,4	1,9	64,6	1,9	64,8	1,9
40	$\zeta_1 = 0,22$	$1,2 \cdot 10^5$	285,6	8,6	297,8	8,9	310,3	9,3
	$\zeta_2 = 0,256$		272,5	8,2	284,2	8,3	295,9	8,9
	$\zeta_3 = 0,28$		263,7	7,9	275,0	8,2	286,4	8,6
48	$\zeta_1 = 0,22$	$1,1 \cdot 10^5$	361,3	1,1	112,9	3,4	113,4	3,4
	$\zeta_2 = 0,256$		344,6	1,0	107,7	3,2	108,2	3,3
	$\zeta_3 = 0,28$		333,5	1,0	104,2	3,1	104,7	3,1

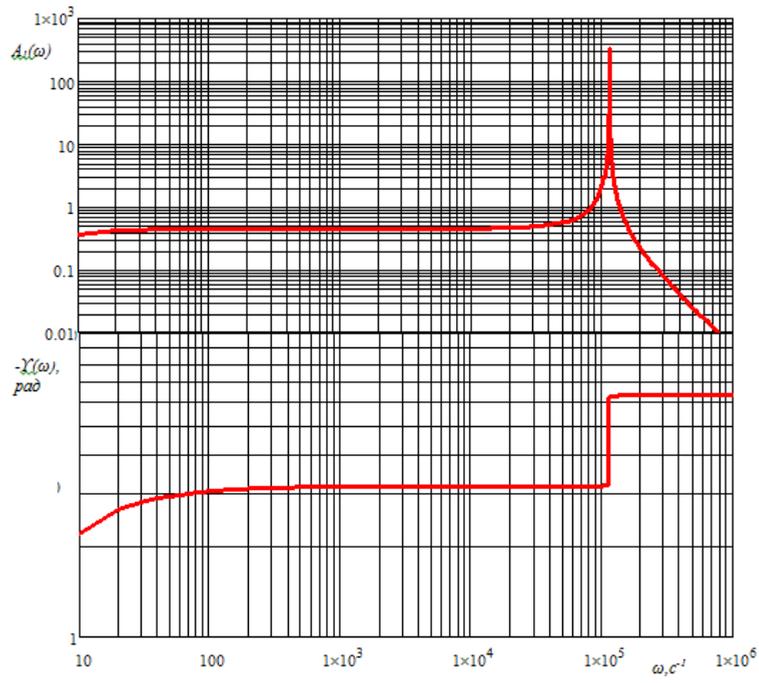


Рисунок 2 – Амплитудные и фазовые частотные характеристики для безразмерного давления нагнетания ($\sigma = \sigma_3$, $\xi = 0$)

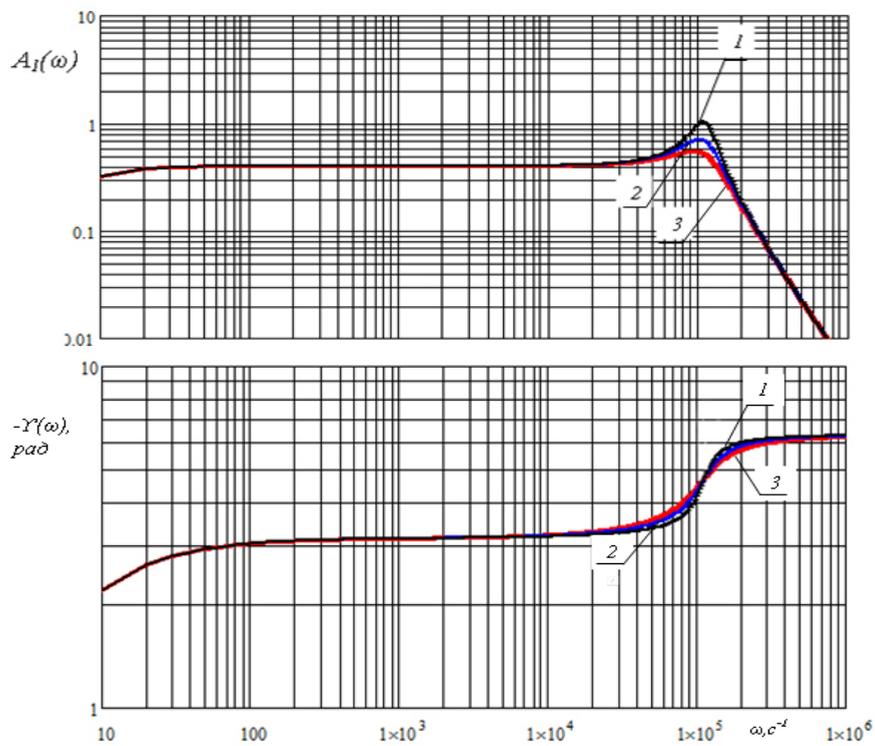


Рисунок 3 – Амплитудные и фазовые частотные характеристики для безразмерного давления нагнетания с учетом демпфирования ($\sigma = \sigma_3$):
 1 – $\xi = 0,5$; 2 – $\xi = 0,75$; 3 – $\xi = 1$

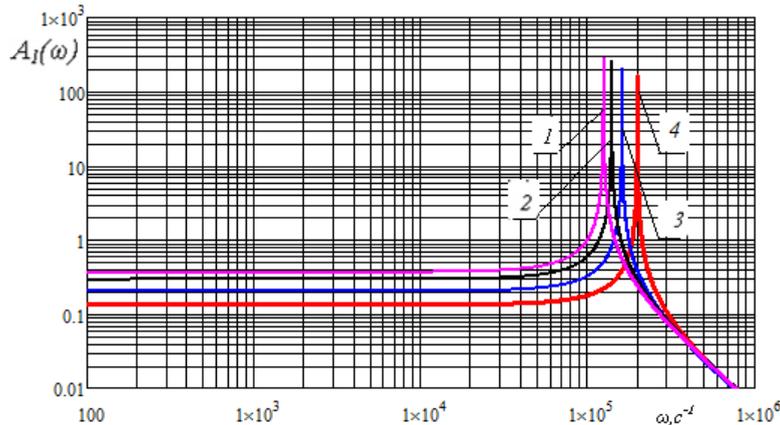


Рисунок 4 – Амплитудные и фазовые частотные характеристики для безразмерного давления нагнетания при условии $n_i=2$:
 1 - $n_c = 40$; 2 - $n_c = 32$; 3 - $n_c = 24$; 4 - $n_c = 16$

На рис. 4 приведены результаты вычислений при наличии в системе двух питателей и различного количества камер, Аналогичные расчеты для 4 и 6 питателей сведены в табл. 1. Как видно из таблицы, на номинальном режиме работы величина максимального отклонения с увеличением значения n_c возрастает на (2-5)%, При колебаниях на резонансной частоте – (3-5)%, Таким образом, поскольку размерные значения этих амплитуд составляют нанометры, то можно утверждать, что аварийная опасность при увеличении безразмерного геометрического параметра уплотнения в установленных пределах отсутствует,

Максимальная размерная амплитуда для безразмерной площади $n_c = 3$ составляет 10,8 мкм, однако на рабочей частоте вращения она равна соответственно 0,01 мкм, Таким образом, можно утверждать, что нет опасности возникновения задира,

Оценка влияния роста коэффициента демпфирования показала, что при $n_i=2$ и $n_c=48$ с ростом коэффициента вязкого трения резонансные пики сглаживаются, что полностью соответствует классическим результатам исследований колебательных систем,

ВЫВОДЫ

Оценка влияния геометрических параметров импульсного уплотнения на его динамические характеристики показала следующее:

1. увеличение числа камер понижает критическую частоту и повышает амплитуды колебаний аксиально подвижного кольца;
2. увеличение количества питателей приводит к росту амплитуд колебаний и не отражается на значении критической или резонансной частоты;
3. рост безразмерного геометрического параметра приводит к понижению амплитуд колебаний;
4. собственная или резонансная частота осевых колебаний составляет около 100000 c^{-1} , что для данного типа насосного агрегата (рабочая частота которого 150 c^{-1}) является недостижимой, но для высокооборотных турбоагрегатов, рабочие частоты которых могут достигать 150000 c^{-1} , возможна опасность возникновения резонансных режимов;
5. анализ динамической устойчивости системы по критерию Гурвица а также исходя из условия ограничения величины объема, показал, система является устойчивой для всех возможных сочетаний параметров.

**THE INFLUENCE ANALYSIS OF GEOMETRIC PARAMETERS OF PULSE SEALS
AT THEIR DYNAMIC CHARACTERISTICS**

A. G. Khalizeva,
Sumy State University,
2, Rimsky-Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

In this paper, were calculated the dynamic characteristics of pulse compression, analyzed the impact of geometric design parameters, the number of cameras and feeders, accounting the viscous friction in the system on them. Here were defined maximum amplitudes of the oscillations of the system.

Keywords: *Impulse seal, axially movable ring, chamber feeder, dynamic characteristics.*

**АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ІМПУЛЬСНОГО УЩІЛЬНЕННЯ
НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

A. Г. Халізева,
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

Проведено розрахунок динамічних характеристик імпульсного ущільнення, аналіз впливу на них геометричних параметрів конструкції, кількості камер, живильників, а також урахування впливу в'язкого тертя в системі. Визначені максимальні значення амплітуд коливань системи.

Ключові слова: *імпульсні ущільнення, аксіально рухоме кільце, камера, живильник, динамічні характеристики.*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Marcinkowski W. A. Hermomechanika i samoregulujace sie uszelnienia impulsowe / W. A. Marcinkowski. – Kielce, 2010. - 77 с.
2. Ворона П. Н. Уплотнение роторов насосов атомных электростанций. Обзорная информация / П. Н. Ворона, К. В. Лисицын, В. А. Марцинковский. – М. : ЦИНТИХИМНЕФТМАШ, 1980. – 42 с.
3. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.
4. Марцинковский В. А. Гидродинамика дросселирующих каналов / В. А. Марцинковский. – Сумы : СумГУ, 2002. – 337 с.

Поступила в редакцию 4 ноября 2013 г.