



ISSN 2071-2898 (Print)
ISSN 2071-2901 (Online)

**Боровин Г.К., Петров А.И.,
Протопопов А.А., Исаев Н.Ю.**

**Динамика роторов
малорасходных
центробежных насосов с
гидростатическими
подшипниками и приводом
от электродвигателей
постоянного тока**

Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками и приводом от электродвигателей постоянного тока / Г.К.Боровин [и др.] // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2016. № 142. 24 с. doi:[10.20948/prepr-2016-142](https://doi.org/10.20948/prepr-2016-142)
URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2016-142>

**Ордена Ленина
ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ
имени М.В.Келдыша
Российской академии наук**

**Г.К. Боровин, А.И. Петров,
А.А. Протопопов, Н.Ю.Исаев**

**Динамика роторов
малорасходных центробежных насосов
с гидростатическими подшипниками
и приводом от электродвигателей
постоянного тока**

Москва – 2016

Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А., Исаев Н.Ю.

Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками и приводом от электродвигателей постоянного тока

В работе представлена математическая модель динамики ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками при его пуске. В результате математического моделирования определены зависимости от времени угловой скорости ротора и высоты его всплытия. Предложенная математическая модель может быть использована при проектировании малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками, применяемых в различных отраслях промышленности.

Работа выполнена при частичной поддержке грантами РФФИ 16-01-00521, РНФ 16-19-10705.

Ключевые слова: математическая модель, центробежный насос, гидростатический подшипник.

Borovin G.K., Petrov A.I., Protopopov A.A., Isaev N.Yu.

The dynamics of the rotor of the low mass centrifugal pumps with the hydrostatic bearings and the driven by the DC motors

The mathematical model of the rotor dynamics of the low mass centrifugal pump with the hydrostatic bearings when starting it up were presented in this paper. The time-dependent of the angular velocity of the rotor and the height of his ascent were determined as a result of the mathematical simulation. The proposed mathematical model can be used in the design of the low mass centrifugal pumps with the hydrostatic bearings used in various industries.

This work was partially supported grants by RFBR 16-01-00521 and by RSF 16-19-10705.

Key words: mathematical model, centrifugal pump, hydrostatic bearing.

Оглавление

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| Математическая модель при пуске центробежного насоса..... | 7 |
| Заключение | 22 |
| Литература | 23 |

Введение

Малорасходные центробежные насосы широко применяются в промышленности, в частности в робототехнике, в составе летательных аппаратов, в качестве источников питания различных циркуляционных систем, например, в составе систем терморегулирования космического аппарата. Для малорасходных центробежных насосов обычно характерны следующие гидравлические параметры: подача насоса от 0 до 20 л/мин, напор – от 0 до 25 м.

Вопросы, посвящённые расчетам центробежных насосов, достаточно хорошо освещены в литературе [1] - [7]. Однако вопросы, связанные с самовсплытием роторов центробежных насосов с гидроподшипниками при их запуске, недостаточно изучены, поэтому этот процесс требует тщательного исследования.

В данной работе рассмотрены насосы системы терморегулирования космического аппарата с электродвигателем постоянного тока с постоянными магнитами. В таких насосах применяются гидроподшипники с оппозитной схемой расположения рабочих колес (см. рис.1).

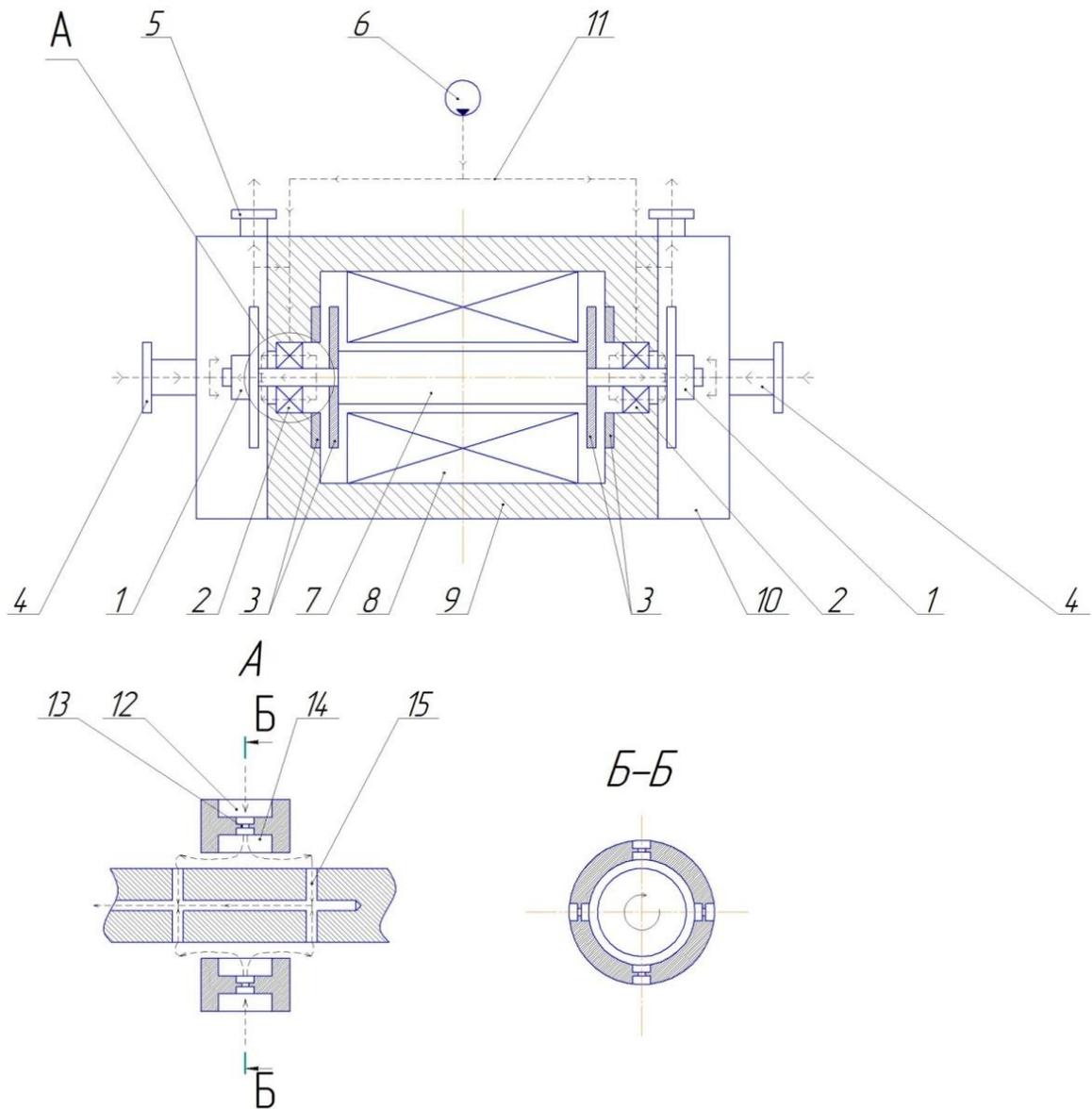


Рис. 1 – Принципиальная схема центробежного насоса с оппозитной схемой с гидropодшипниками.

Позициями на рис.1 обозначены:

- 1 – Рабочее колесо
- 2 – Гидроподшипник
- 3 – Пара подпятников
- 4 – Входной патрубок
- 5 – Выходной патрубок
- 6 – Вспомогательный насос
- 7 – Ротор электродвигателя
- 8 – Статор электродвигателя

- 9 – Корпус электродвигателя
- 10 – Корпус одного из насосов электронасосного агрегата
- 11 – Пунктирными линиями обозначены направления движения рабочей жидкости
- 12 – Задроссельное пространство
- 13 – Дроссель
- 14 – Карман
- 15 – Система отверстий в валу, обеспечивающая возврат рабочей жидкости назад на вход в рабочее колесо.

Принцип работы исследуемого насоса состоит в следующем: рабочая жидкость поступает в насос по оси с двух сторон на входные патрубки (рис.1, поз. 4). Затем перед входом в рабочее колесо (рис.1, поз.1) к основному потоку рабочей жидкости, поступившей на вход, добавляется поток рабочей жидкости, движущийся со стороны ротора насоса. Далее рабочая жидкость поступает на вход в рабочее колесо (рис.1, поз.1) и под действием массовых сил рабочая жидкость попадает в отвод насоса (рис.1, поз.5). При этом часть рабочей жидкости из отвода отбирается на работу гидроподшипника (рис.1, поз.2).

При необходимости (например, при пуске насоса) подшипник питается рабочей жидкостью, поступающей из вспомогательного насоса (рис.1, поз.6).

В подшипнике имеется задроссельное пространство (рис.1, поз.12), в котором рабочая жидкость распределяется между четырьмя дросселями (рис.1, поз.13), имеющимися в каждом из подшипников. Рабочая жидкость, преодолев сопротивление этих дросселей, попадает в «карман» (рис.1, поз.14) и затем через зазоры между ротором и подшипником поступает в области слева и справа от подшипника, откуда через отверстия в роторе (рис.1, поз.15) поступает на вход в рабочее колесо.

Важной особенностью таких насосов являются процессы, возникающие в них при запуске. Эти процессы в насосе определяют его динамические характеристики. В данной работе для рассматриваемого класса насосов была разработана методика расчета пусковых явлений в таких насосах.

Предлагаемая методика опробована на опытном насосе, имеющем следующие параметры: плотность рабочей жидкости $\rho=1000$ кг/м³; диаметр выхода рабочего колеса $D_2=0,05$ м; ширина рабочего колеса на выходе $b_2=0,003$ м; суммарный КПД насоса $\eta_\Sigma=0,5$; радиус рабочего колеса на выходе $R_2=0,025$ м; ширина подшипника $l=0,02$ м; диаметр ротора $d=0,01$ м; вязкость рабочей жидкости $\mu=0,01$ Па·с; средний зазор между подшипником и ротором $\delta=10^{-4}$ м; коэффициент сухого трения $k_T=0,1$; передний осевой зазор между рабочим колесом и корпусом $a=0,001$ м; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя $K_1=0,0015$ Н·м·с; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя $K=0,9$ Н·м; масса ротора $M=0,2$ кг; момент инерции ротора $I=10^{-5}$ Н·м·с², диаметр сопла подшипника $d_c=0,001$ м, толщина пленки рабочей жидкости в начальный момент $\delta_0=10^{-6}$ м.

Полученные при моделировании зависимости в виде графиков построены для конкретного насоса с приведенными выше параметрами.

Математическая модель при пуске центробежного насоса

Рассмотрим силы и моменты, действующие на ротор насоса (см. рис. 2).

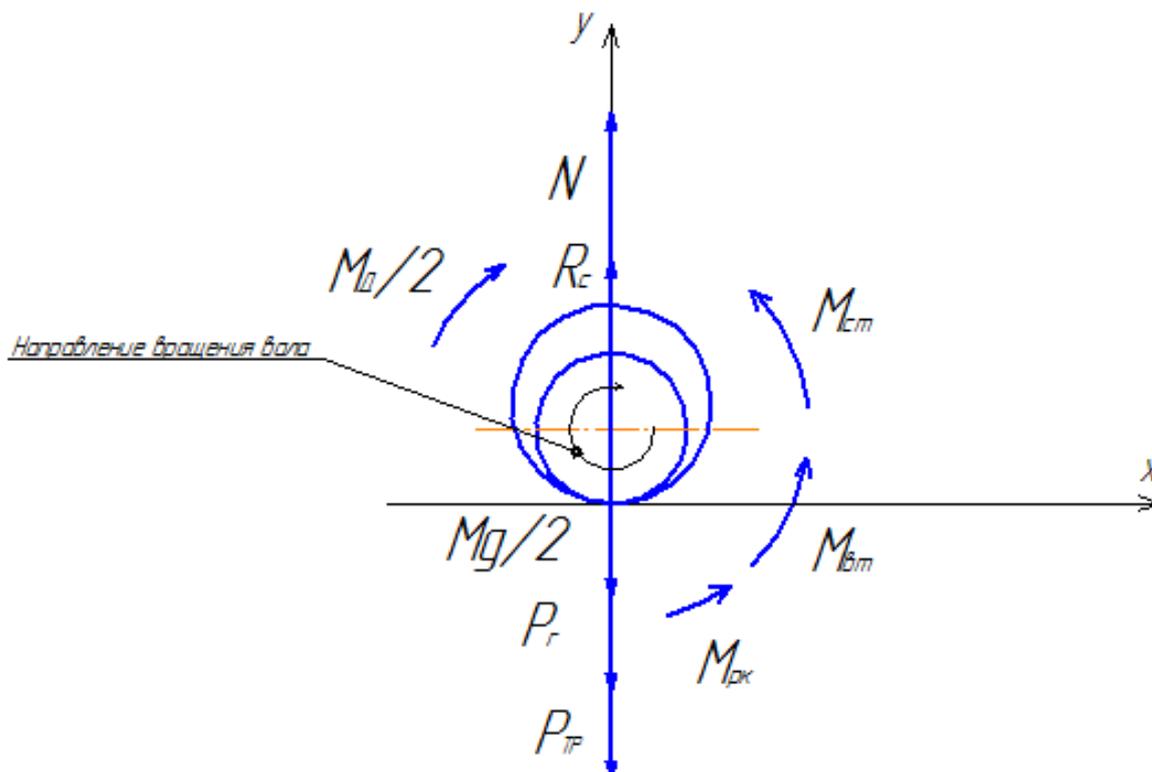


Рис.2 – Силы и моменты, действующие на ротор насоса.

На ротор насоса действуют следующие силы и моменты: вес ротора Mg , радиальная сила P_r , возникающая в рабочем колесе, нормальная реакция опоры N , статическая R_c реакция гидроподшипника, момент рабочего колеса $M_{кр}$, момент вязкого трения $M_{вт}$, момент сухого трения $M_{ст}$ и момент двигателя M_d .

На рис. 2 ротор насоса изображен в начальном состоянии до запуска центробежного насоса. В качестве начала координат выбрано место касания ротора насоса с внутренним кольцом подшипника.

Уравнения равновесия ротора насоса представим в следующем виде:

$$\begin{cases} M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \cdot Rc(t) + 2 \cdot N(t) - 2 \cdot Pr(t) - M \cdot g - 2 \cdot P_{тр}(t) \\ J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_D(t) - 2 \cdot M_{рк}(t) - 2 \cdot M_{ст}(t) - 2 \cdot M_{вт}(t) \end{cases}, \quad (1)$$

где M – масса ротора, J – момент инерции ротора относительно его оси, ω – угловая скорость вращения ротора насоса, t – время с момента пуска насоса, g – ускорение свободного падения.

Величины $Rc(t)$, $Pr(t)$, $M_{рк}(t)$, $M_{ст}(t)$, $M_{вт}(t)$, N , $P_{тр}(t)$ указаны с коэффициентом 2, так как в насосе имеются два рабочих колеса и два подшипника. В силу симметрии конструкции насоса их вклад в нагрузки на ротор одинаков.

Рассмотрим слагаемые в уравнениях (1).

Радиальная сила $Pr(t)$, действующая на рабочее колесо [1]:

$$Pr(t) = 0,4 \cdot \rho \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot H(t), \quad (2)$$

где $H(t)$ – напор насоса, D_2 – диаметр выхода из рабочего колеса, b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, ρ – плотность рабочей жидкости.

Для оценки напора насоса воспользуемся формулой из [2]:

$$H(t) = \frac{\omega^2 \cdot R_2^2 \cdot \eta}{g}. \quad (3)$$

После соответствующих преобразований величину $Pr(t)$ представим в виде:

$$Pr(t) = 0,1 \cdot \rho \cdot D_2^3 \cdot b_2 \cdot \eta \cdot \omega(t)^2. \quad (4)$$

Статическую грузоподъемность ротора насоса вычислим по формуле, приведенной в [3]:

$$Rc(t) = \Delta P \cdot l \cdot d, \quad (5)$$

где l – длина кармана подшипника, d – диаметр ротора насоса, ΔP – разность давлений рабочей жидкости в верхней и нижней частях кармана. Для определения разности давлений рабочей жидкости ΔP необходимо сначала найти зависимость зазора между ротором и подшипником от угла φ и высоты подъема ротора y . Для этого рассмотрим схему расположения ротора относительно подшипника (рис.3):

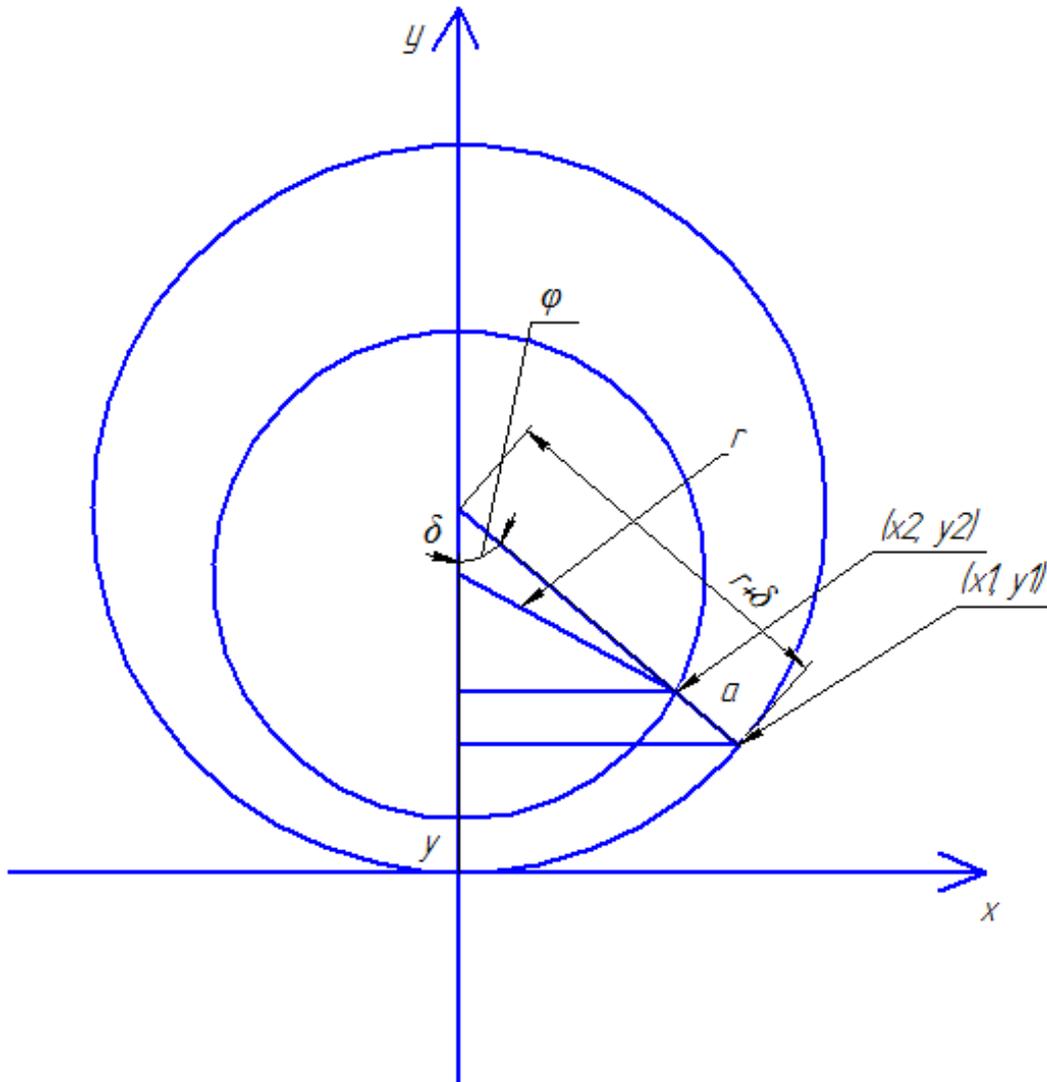


Рис.3 – Схема определения зависимости зазора между ротором и подшипником от высоты всплытия ротора y и от угла φ .

Из рис.3 следует, что зазор определяется по формуле:

$$a_2(\varphi, y) = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} , \quad (6)$$

где

$$x_1 = (r + \delta) \cdot \sin \varphi , \quad (7)$$

$$x_2 = r \cdot \sin \varphi , \quad (8)$$

$$y_1 = (r + \delta) \cdot (1 - \cos \varphi) , \quad (9)$$

$$y_2 = r + y - r \cdot \cos \varphi . \quad (10)$$

Подставив (7)-(10) в (6), получим:

$$a_2(\varphi, y) = \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} . \quad (11)$$

Схема определения перепада давлений ΔP представлена на рис. 4:

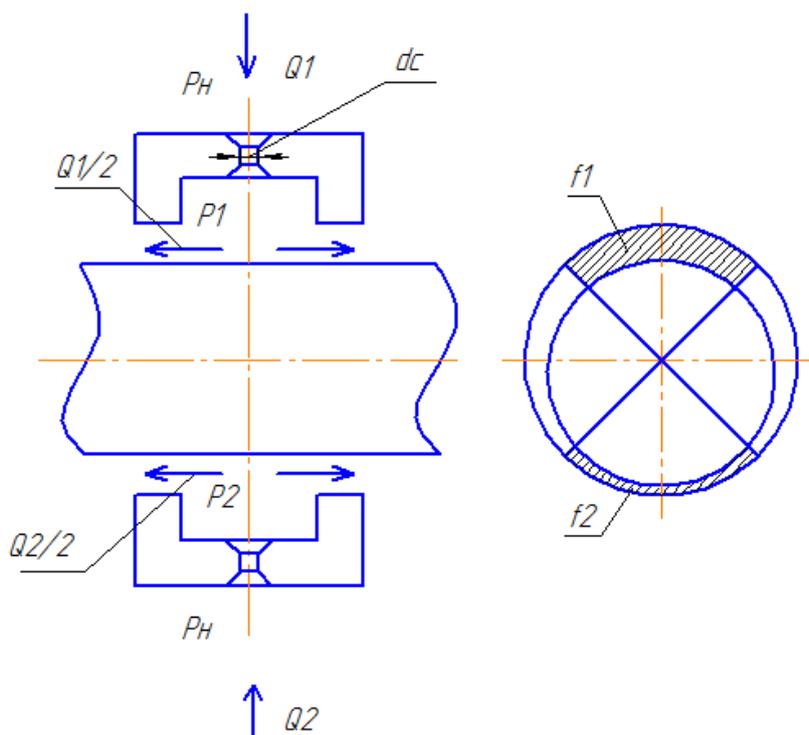


Рис. 4 – Схема для определения перепада давлений ΔP между нижним и верхним карманами гидropодшипника.

Перепад давлений ΔP определяется как разница давлений сверху и снизу кармана:

$$\Delta P = P_1 - P_2. \quad (12)$$

Давления P_1 и P_2 определяются из баланса расходов жидкости в насосе [см.9]:

$$Q_1 = \mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_n - P_1)}{\rho}}, \quad (13)$$

$$Q_1 = 2 \cdot \mu_T \cdot f_1(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}}. \quad (14)$$

Аналогично для давления P_2 :

$$Q_2 = \mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_n - P_2)}{\rho}}, \quad (15)$$

$$Q_2 = 2 \cdot \mu_T \cdot f_2(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}}, \quad (16)$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла, μ_T – коэффициент расхода через торцы подшипника, d_c – диаметр сопла, P_H – давление на выходе из насоса, $f_1(y)$ и $f_2(y)$ – площади нижней и верхней четверти бокового зазора соответственно (см. рис.4).

Давление на выходе насоса P_H :

$$P_H = \rho \cdot g \cdot H(t), \quad (17)$$

где $H(t)$ находится из (3).

Значения площадей $f_1(y)$ и $f_2(y)$ определим вычислением интегралов (см. рис. 4):

$$f_2(y) = 2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} d\varphi, \quad (18)$$

$$f_1(y) = 2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (2 \cdot \delta - y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} d\varphi. \quad (19)$$

Из (18) и (19) при различных значениях высоты всплытия y получаем следующие графики зависимостей $f_1(y)$ и $f_2(y)$:

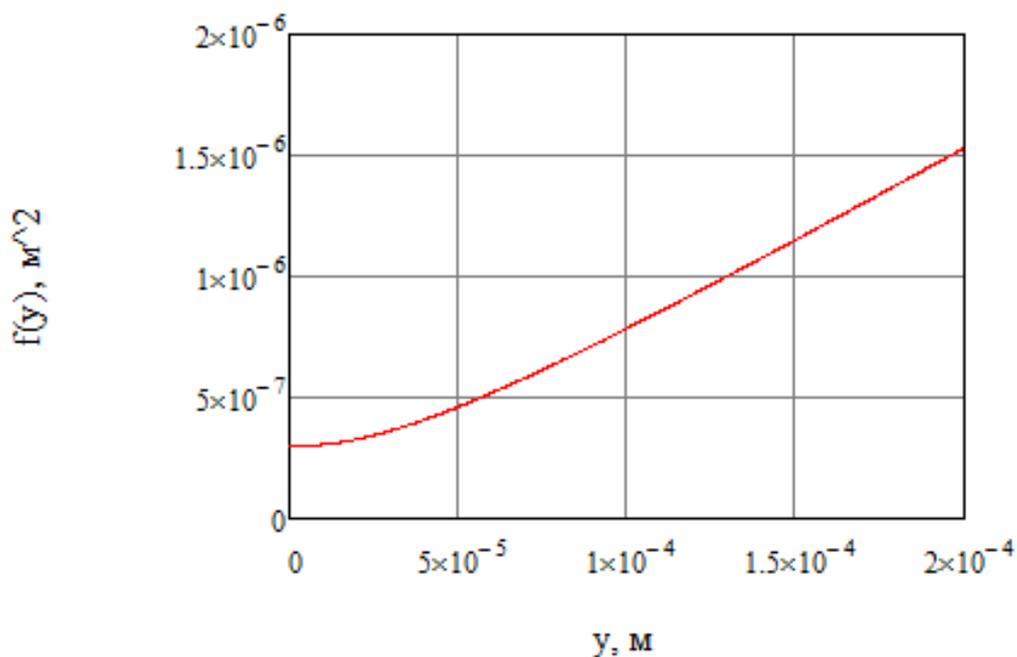


Рис. 5 – График зависимости $f_2(y)$.

Аналогично для верхнего кармана:

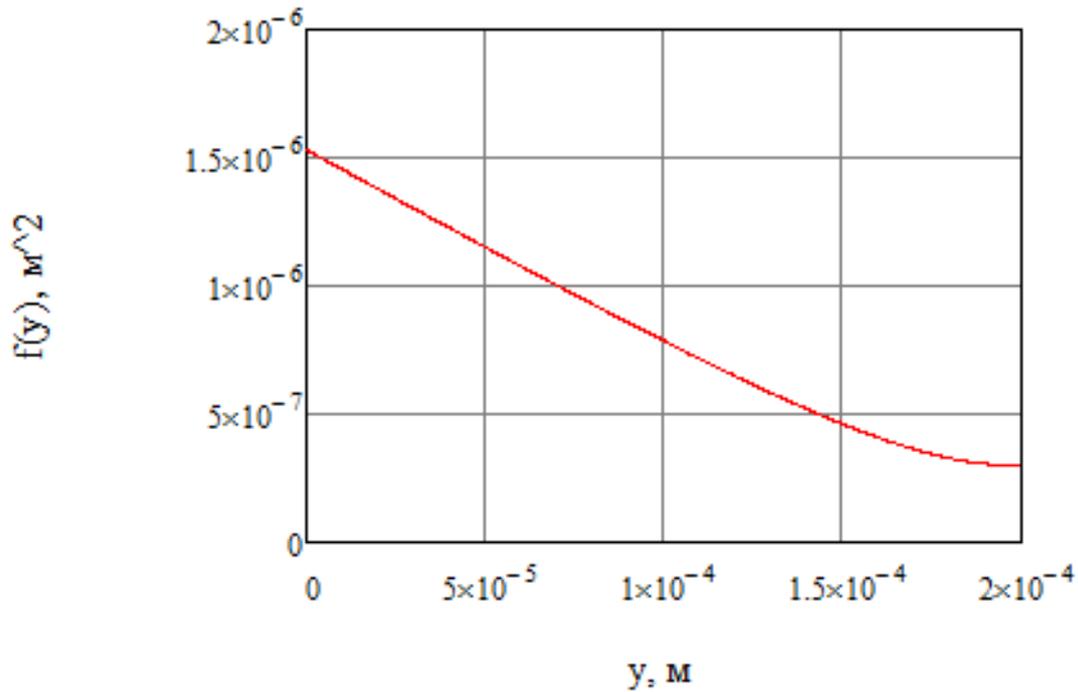


Рис. 6 – График зависимости $f_1(y)$.

Для получения аналитической зависимости $f_1(y)$ и $f_2(y)$ аппроксимируем эти графики параболоми вида

$$f_2(y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot y + \alpha_3 \cdot y^2, \quad (20)$$

$$f_1(y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot (2 \cdot \delta - y) + \alpha_3 \cdot (2 \cdot \delta - y)^2. \quad (21)$$

Значения коэффициентов в этих формулах:

$$\alpha_1 = 3,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2;$$

$$\alpha_2 = 0,0035 \text{ м};$$

$$\alpha_3 = 13,23 \text{ (безразмерный)}.$$

В результате получаем графики зависимостей $f_1(y)$ и $f_2(y)$ (рис.7 и рис.8):

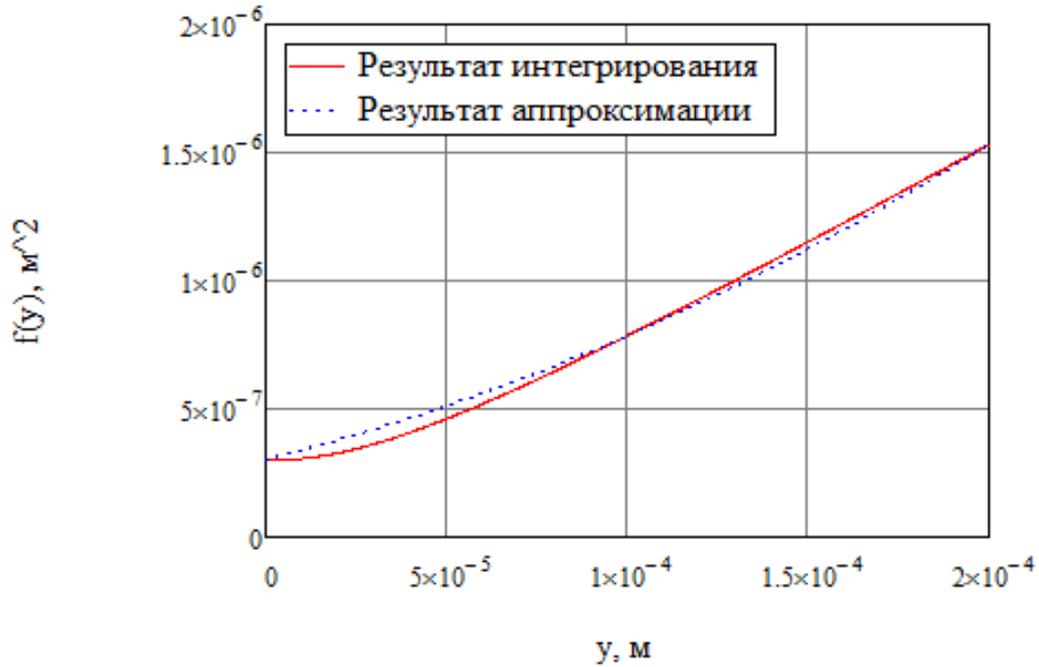


Рис. 7 – Аппроксимация зависимости площади бокового зазора от высоты всплытия ротора для нижнего кармана.

Аналогично для верхнего кармана:

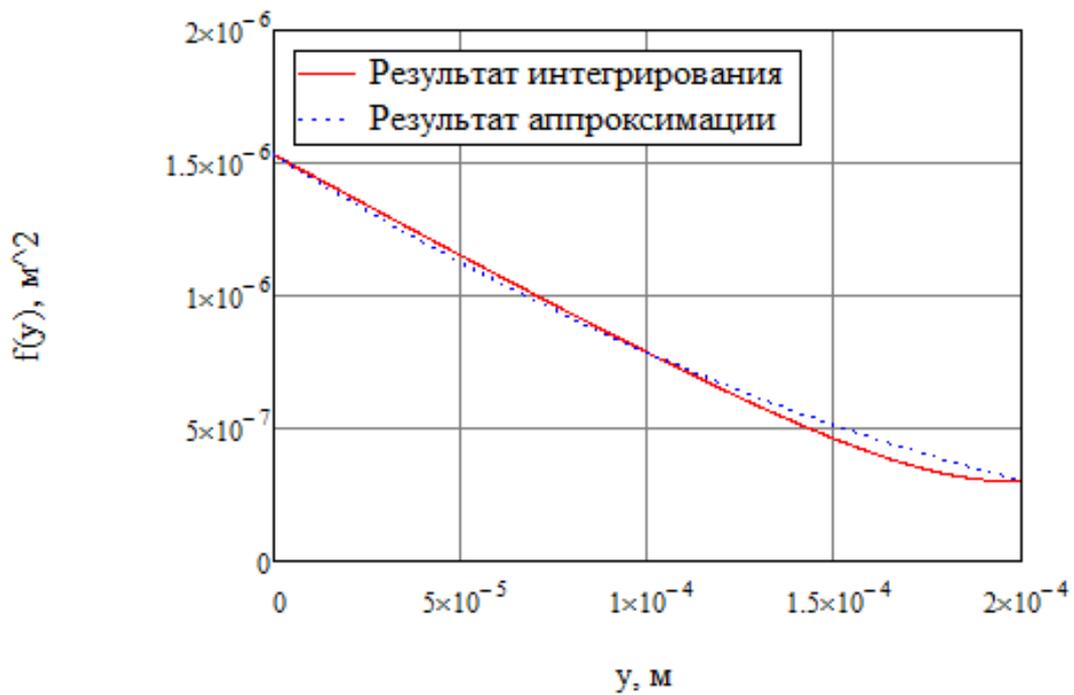


Рис.8 – Аппроксимация зависимости площади бокового зазора от высоты всплытия ротора для верхнего кармана.

С учетом формул (5), (12)-(16), (20), (21) гидростатическая реакция подшипника Rc может быть определена как:

$$Rc = l \cdot d \cdot \left[\frac{p_H \cdot \left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}\right)^2}{\left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}\right)^2 + (\mu_T \cdot 2 \cdot f_2(y))^2} - \frac{p_H \cdot \left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}\right)^2}{\left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}\right)^2 + (\mu_T \cdot 2 \cdot f_1(y))^2} \right]. \quad (22)$$

Нормальная реакция опоры из условия равновесия ротора:

$$N(t) = \begin{cases} Pr + \frac{M \cdot g}{2} - Rc & \text{при } y = 0; \\ 0 & \text{при } y > 0. \end{cases} \quad (23)$$

Момент от силы сухого трения:

$$M_{ст} = \begin{cases} \frac{[2 \cdot Pr + M \cdot g - 2 \cdot Rc] \cdot \kappa_T \cdot d}{4} & \text{при } y = 0, \\ 0 & \text{при } y > 0, \end{cases} \quad (24)$$

где κ_T – коэффициент сухого трения.

Момент вязкого трения:

$$M_{вт} = \sum r \cdot \tau \cdot (l \cdot r \cdot d\varphi), \quad (25)$$

где r – радиус (плечо силы), $(l \cdot r \cdot d\varphi)$ – площадь участка, τ – поверхностное напряжение жидкости, определяемое по закону вязкого трения Ньютона:

$$\tau = -\mu \cdot \frac{dV}{dr_1}, \quad (26)$$

где μ – динамическая вязкость, $\frac{dV}{dr_1}$ – градиент скорости.

Полагаем, что режим течения жидкости в зазоре ламинарный и поэтому эпюра скоростей представляет собой линейную зависимость.

Тогда зависимость скорости ротора от высоты его всплытия y примет вид:

$$V(r_1) = \omega \cdot d \cdot \frac{a_2(\varphi, y) - r_1}{a_2(\varphi, y)}, \quad (27)$$

где $a_2(\varphi, y)$ вычислим по формуле (11).

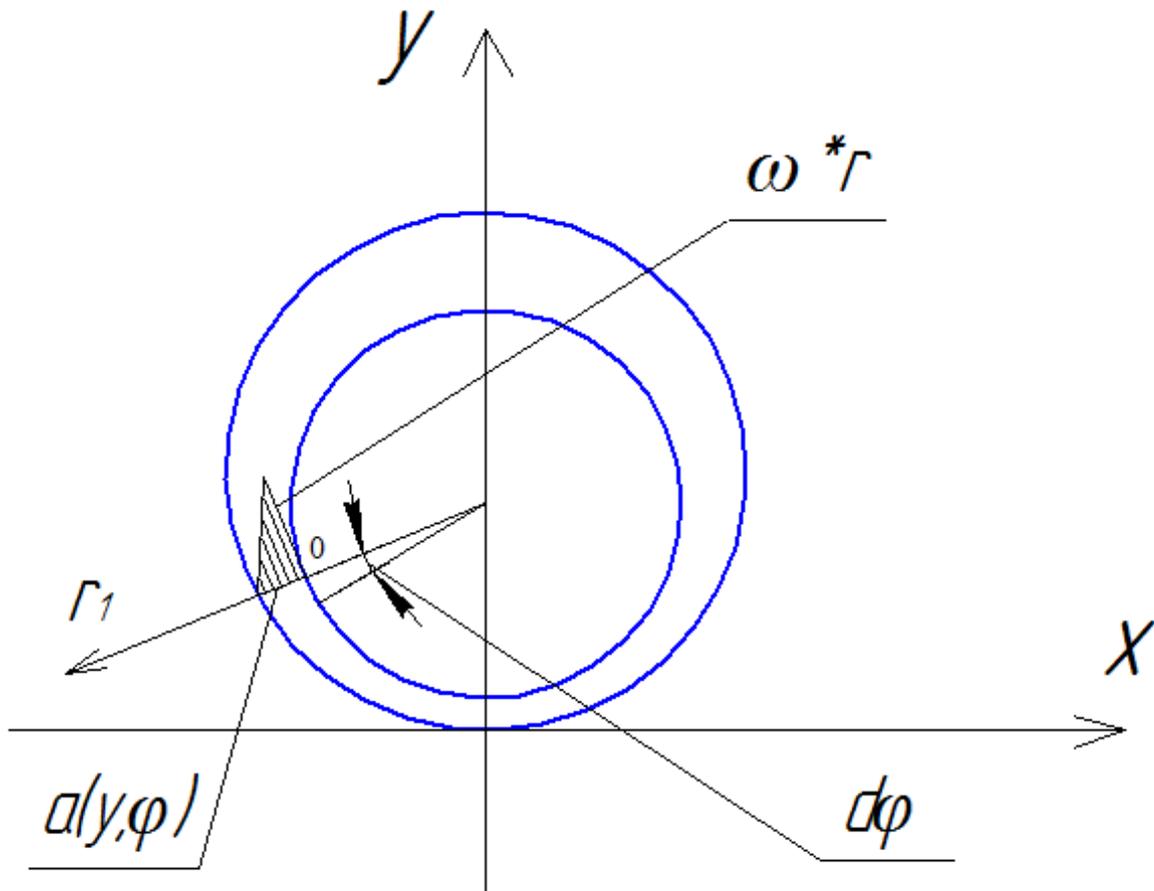


Рис. 9 – Эпюра скоростей в зазоре.

Момент от силы вязкого трения с учетом формул (25), (26), (27) определим как:

$$M_{\text{вт}}(y) = l \cdot 0,25 \cdot d^3 \cdot \mu \cdot \omega \cdot \int_0^\pi \frac{d\varphi}{\sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2}}. \quad (28)$$

Для определения зависимости момента силы вязкого трения от величины всплытия y следует учитывать тот факт, что между ротором и

подшипником имеется тонкий слой жидкости, обусловленный поверхностными силами. Обозначим через δ_0 толщину этого слоя и построим график зависимости момента от силы вязкого трения в диапазоне от значения δ_0 до значения $2\delta_0$.

Графически зависимость момента от силы вязкого трения от величины всплытия u ротора имеет такой вид, как показано на рис.10:

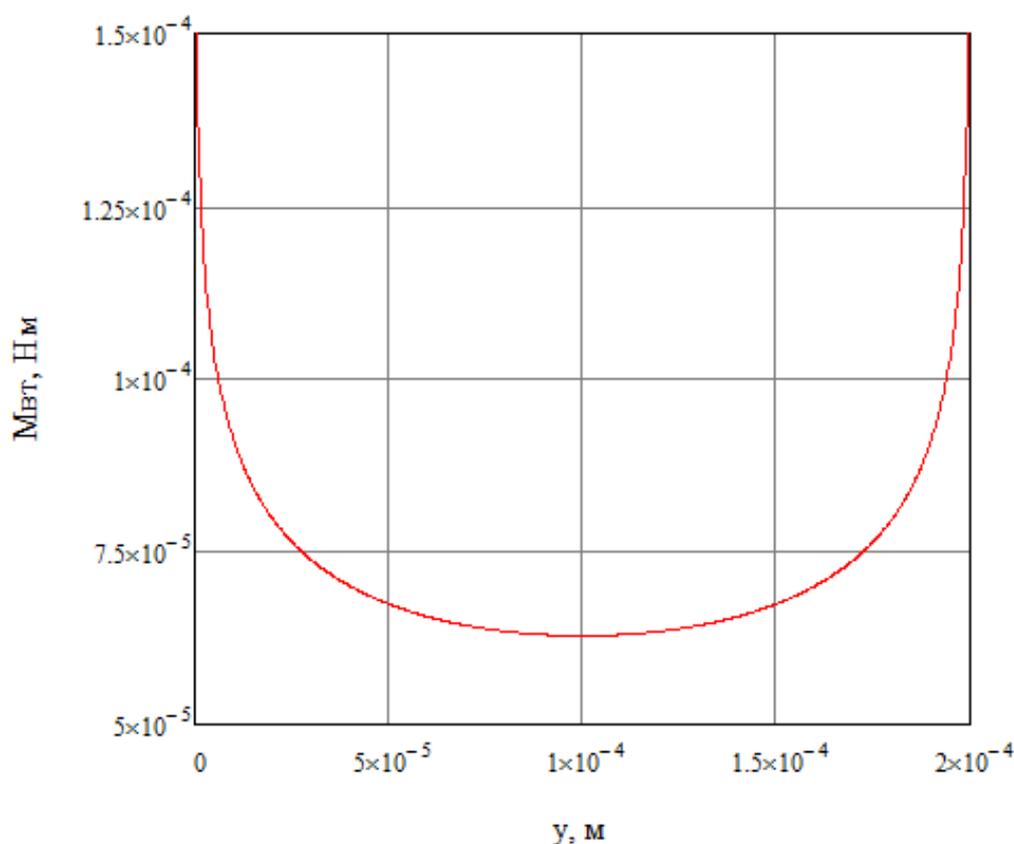


Рис.10 – График зависимости момента вязкого трения от высоты всплытия ротора u .

Представленная зависимость $M_{вт}(u)$ построена при значении угловой скорости $\omega=1$ рад/с. Для определения момента от силы вязкого трения при другом значении угловой скорости следует умножить её на момент от силы вязкого трения при $\omega=1$ рад/с.

Получим аналитическую зависимость момента силы вязкого трения от величины всплытия u ротора параболой вида:

$$M_{\text{вт}}(y) = \beta_1 + \beta_2 \cdot (y - \delta)^6. \quad (29)$$

Коэффициенты в формуле (29):

$$\beta_1 = 6,28 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\beta_2 = 7,15 \cdot 10^{19} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-5}.$$

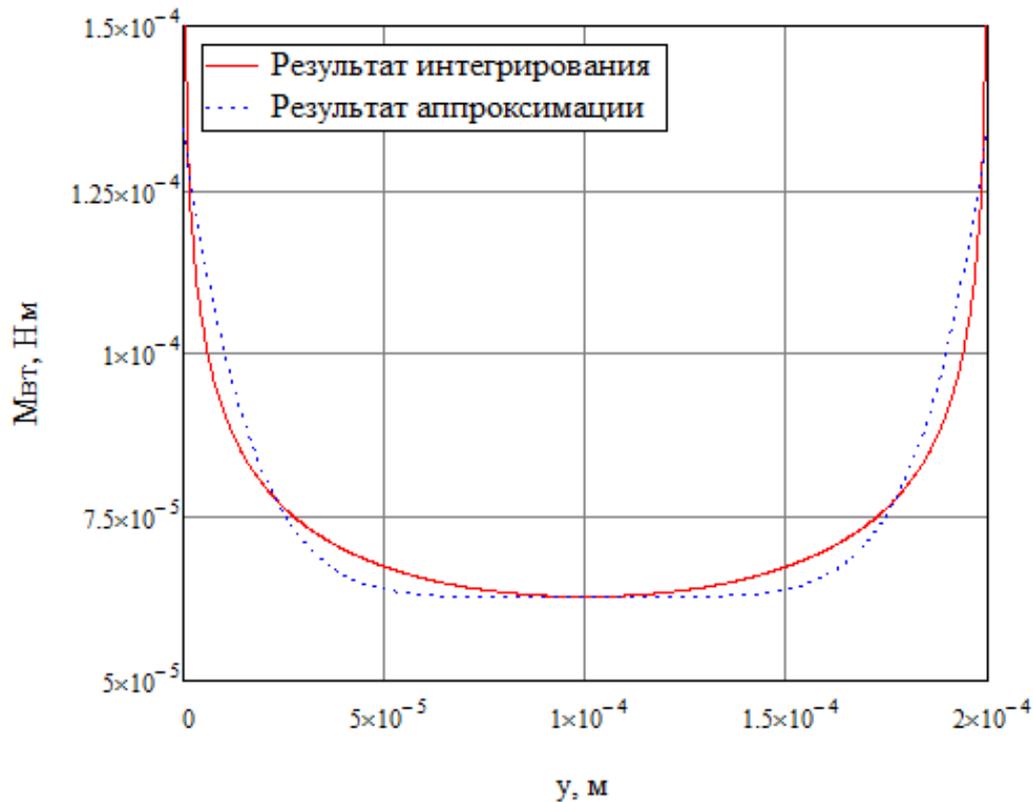


Рис. 11 – Аппроксимация зависимости момента вязкого трения от высоты всплытия ротора y .

Таким образом, момент от силы вязкого трения будем вычислять по формуле:

$$M_{\text{вт}}(y) = (\beta_1 + \beta_2 \cdot (y - \delta)^6) \cdot \omega. \quad (30)$$

Сила вязкого трения:

$$P_{\text{вт}} = \sum \tau \cdot (l \cdot r \cdot d\varphi). \quad (31)$$

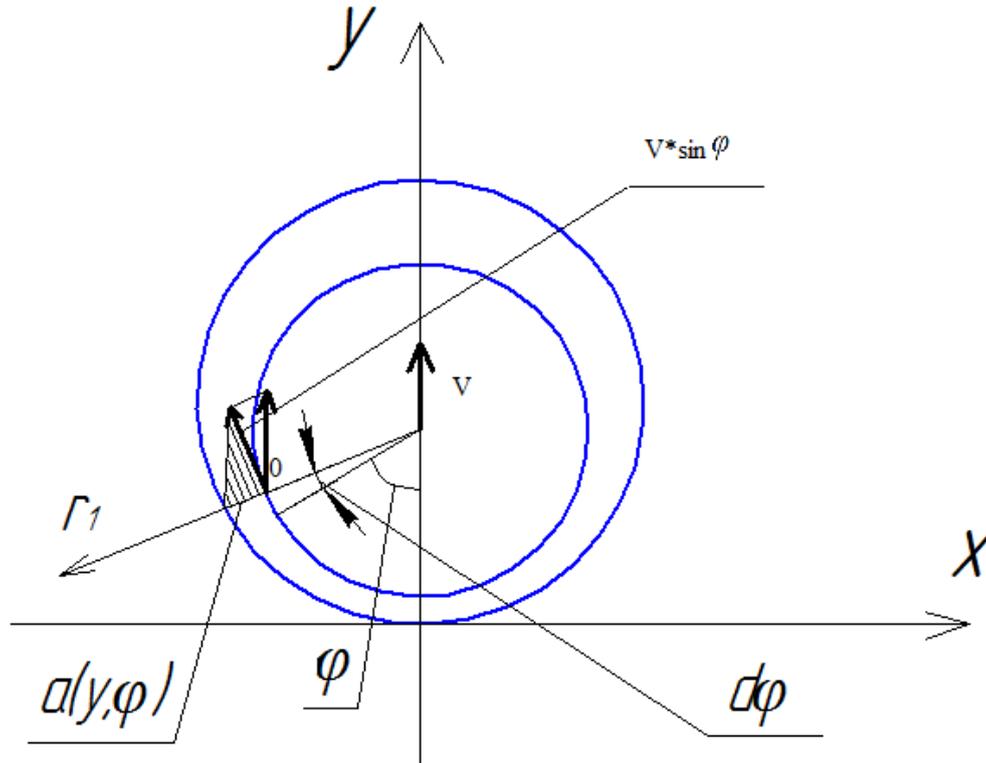


Рис. 12 – Определение силы вязкого трения.

Зависимость скорости от r_1 в данном случае примет вид:

$$V(r_1) = V \cdot \sin \varphi \cdot \frac{a_2(\varphi, y) - r_1}{a_2(\varphi, y)}, \quad (32)$$

где V – вертикальная скорость вала.

Зависимость силы вязкого трения от высоты всплытия ротора y :

$$P_{\text{вт}}(y) = l \cdot 0,5 \cdot d \cdot \mu \cdot V \cdot \int_0^\pi \frac{\sin \varphi \cdot d\varphi}{\sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2}}. \quad (33)$$

График этой зависимости при скорости $V=1$ м/с представлен на рис.13:

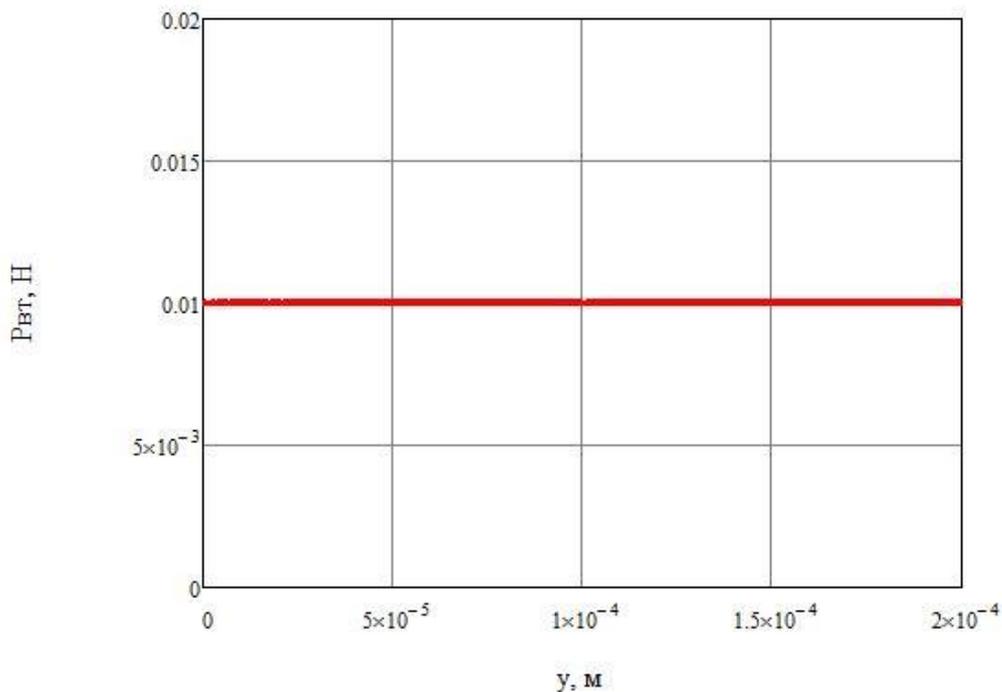


Рис.13 – График зависимости силы вязкого трения от высоты всплытия ротора y .

Как следует из рис.13, силу вязкого трения можно принять за постоянную величину. Тогда окончательный вид зависимости силы вязкого трения примет вид:

$$P_{вт} = 0,4 \cdot V . \quad (34)$$

Момент на рабочем колесе:

$$M_{рк} = M_{ц} + M_{дт} , \quad (35)$$

где $M_{ц}$ – центробежный момент, $M_{дт}$ – момент дискового трения.

Центробежный момент [см.4]:

$$M_{ц} = \rho \cdot Q \cdot R_2^2 \cdot \omega , \quad (36)$$

где Q определится по формуле [2]:

$$Q = \mu_{п} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \sqrt{2 \cdot g \cdot H(t)} , \quad (37)$$

здесь $\mu_{п}$ – коэффициент расхода в переднем осевом зазоре между рабочим колесом и корпусом насоса [см.2].

Момент дискового трения равен [см.5]:

$$M_{\text{дт}}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \pi \cdot \mu \cdot R_2^4}{a}, \quad (38)$$

где a – осевой зазор между рабочим колесом и корпусом насосом. Тогда момент на рабочем колесе:

$$M_{\text{рк}}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \pi \cdot \mu \cdot R_2^4}{a} + \rho \cdot Q \cdot R_2^2 \cdot \omega. \quad (39)$$

Момент, создаваемый двигателем, описывается формулой [см.8]:

$$M_{\text{д}}(t) = K - K_1 \cdot \omega(t), \quad (40)$$

где K и K_1 – коэффициенты моментно-механической характеристики электродвигателя.

Таким образом, математическая модель процесса запуска малорасходного насоса имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \cdot Rc(t) + 2 \cdot N(t) - 2 \cdot Pr(t) - M \cdot g, \\ J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{д}}(t) - 2 \cdot M_{\text{рк}}(t) - 2 \cdot M_{\text{ст}}(t) - 2 \cdot M_{\text{вт}}(t), \\ \omega(0) = 0, \\ y(0) = 0, \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0. \end{array} \right. \quad (41)$$

Для решения системы уравнений (41) приведём её к нормальной форме

Коши, а именно:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV}{dt} = \frac{2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R_2^2 \cdot \eta \cdot l \cdot d - 0,2 \cdot \rho \cdot D_2^3 \cdot b_2 \cdot \eta \cdot \omega^2 - M \cdot g}{M}, \\ \frac{dy}{dt} = V, \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{\text{д}}(t) - 2 \cdot M_{\text{рк}}(t) - 2 \cdot M_{\text{ст}}(t) - 2 \cdot M_{\text{вт}}(t)}{J}, \\ V(0) = 0, \\ y(0) = 0, \\ \omega(0) = 0. \end{array} \right. \quad (42)$$

Решая систему обыкновенных дифференциальных уравнений в системе Mathcad методом Рунге-Кутты 4-го порядка, получаем графики зависимости угловой скорости ротора и вертикальной координаты y от времени (рис.14, 15):

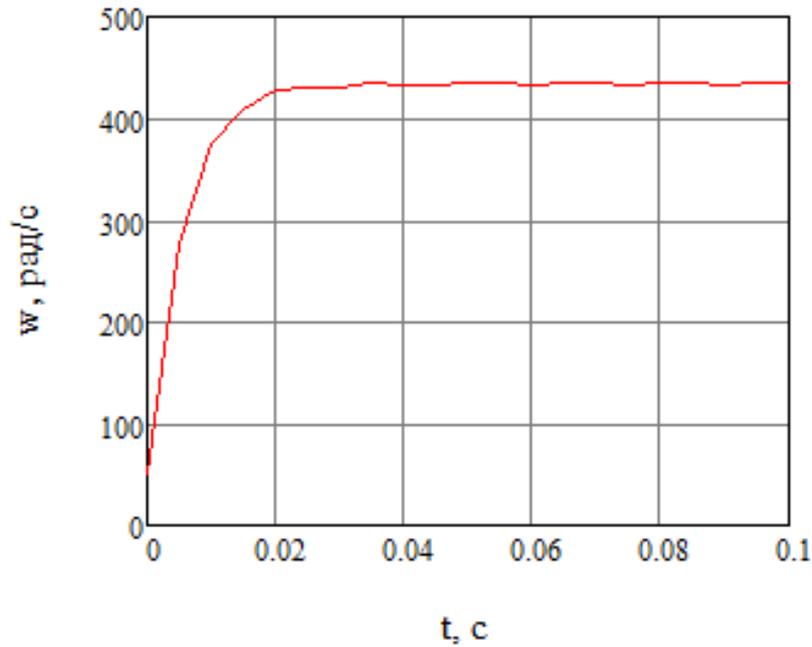


Рис. 14 – График зависимости угловой скорости ротора от времени.

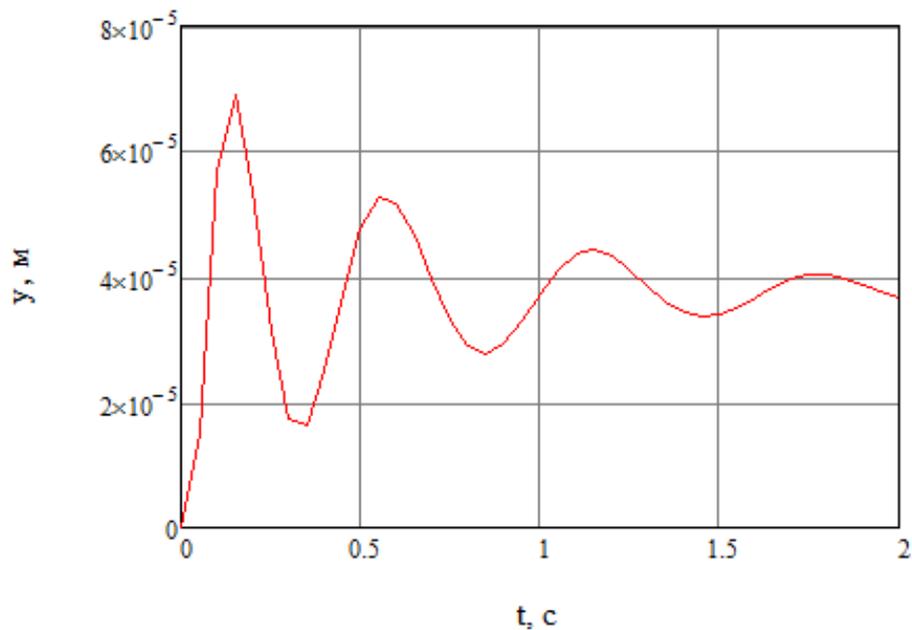


Рис. 15 – График зависимости вертикальной координаты y от времени.

Заключение

В работе получена математическая модель пуска ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками с двигателем постоянного тока с полуоткрытыми рабочими колесами для оппозитной схемы расположения рабочих колес.

Представленная в работе методика учитывает действующие на ротор силы и моменты: вес ротора Mg , радиальную силу Pr , возникающую в рабочем колесе, нормальную реакцию опоры N , статическую Rc реакцию гидropодшипника, момент рабочего колеса $M_{рк}$, момент от силы вязкого трения $M_{вт}$, момент от силы сухого трения $M_{ст}$ и момент двигателя $Mд$.

Полученные в результате моделирования различные зависимости, характеризующие динамические процессы ротора насоса при его запуске, были приведены к аналитическому виду аппроксимацией их многочленами. В качестве таких характеристик приведены: зависимости площадей торцевых зазоров подшипника от величины всплытия u ротора насоса, зависимости момента вязкого трения от высоты всплытия u ротора насоса, зависимости силы вязкого трения от высоты u всплытия ротора насоса. При аппроксимации двух последних характеристик был учтен такой фактор, как наличие жидких пленок в зазоре, обусловленных действием поверхностных сил.

С использованием полученных аналитических зависимостей были решены дифференциальные уравнения движения ротора и получены графики зависимости угловой скорости и величины всплытия u ротора от времени. По этим графикам можно судить о качестве подбора конструктивных параметров насоса и динамических свойствах роторов с гидростатическими подшипниками.

Разработанная методика динамического расчета ротора насоса может быть применена для проектирования малорасходных центробежных насосов, использующихся в космической технике и робототехнике.

Литература

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., «Энергия», 1977 г. – 416 с.
2. Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального осевого зазора полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса системы терморегулирования космического аппарата // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013. № 86. 16 с.
3. Воскресенский В.А., Дьяков В. И., Зиле А. З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник – М.: Машиностроение. 1983, 232 с.
4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М., «Машиностроение», 1966 г. – 354 с.
5. Михайлов А.К., Малющенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение», 1977 г. – 288 с.
6. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентробежном колесе методами гидродинамического моделирования. Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2014. № 9. С. 45-64.
7. Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики / Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. № 8. с. 5.
8. Мартынов И.О. Электротехника., М., «Кнорус», 2015, 304 с.
9. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. М., «Машгиз», 1963, 245 с.
10. Боровин Г.К., Протопопов А.А. Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидроподшипниками. Конференция «ГИДРАВЛИКА», посвященная вопросам гидромеханики, гидромашин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана. 22 ноября 2016 г.