

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ПОДШИПНИКАМИ ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ

А.А. Протопопов

С.А. Корсакова

proforg6@yandex.ru

sofia.korsakova@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

### Аннотация

Рассмотрен расчет параметров насоса, являющегося частью системы терморегулирования космического аппарата. Такая система должна обеспечивать точный контроль температуры и давать возможность ее варьирования в требуемом диапазоне. Постоянное изменение окружающих условий приводит к тому, что достаточно часто происходят остановы и, соответственно, пуски насоса. Для начала работы насоса необходимо, чтобы его ротор «всплыл». Чем меньше время, затрачиваемое на всплытие ротора, тем выше надежность и долговечность насоса. Описан процесс создания математической модели пуска насоса. Приведен расчет силовых факторов и моментов, действующих на ротор. Получены зависимости для расчета угловой скорости, при которой происходит всплытие ротора.

### Ключевые слова

Насос, момент вязкого трения, ротор, гидropодшипник, математическая модель, момент инерции ротора, угловая скорость

Поступила в редакцию 20.06.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

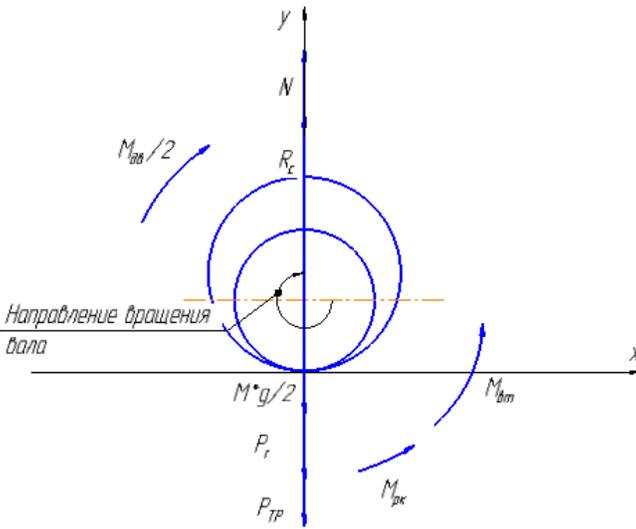
В составе системы терморегулирования космического аппарата применяют центробежные насосы, в частности с оппозитным расположением рабочих колес и гидростатическими подшипниками. Характеристики центробежного насоса существенно зависят от угловой скорости вращения ротора, а для электродвигателей постоянного тока их угловая скорость вращения имеет большой диапазон значений. Чтобы иметь возможность прогнозировать рабочие характеристики такого насоса, разработана математическая модель его пуска, которая была решена численными методами.

Проблемы, связанные с расчетом параметров центробежного насоса широко освещены в работах [1–6]. Однако вопросы динамики роторов изучены недостаточно. Для получения математической модели пуска насоса рассмотрим принципиальную схему, приведенную на рис. 1.

Из условия равновесия ротора получаем систему уравнений

$$\begin{cases} M \frac{d^2 y}{dt^2} = 2R_c(t) + 2N(t) - 2P_r(t) - Mg - 2P_{\text{тр}}(t); \\ J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}}(t) - 2M_{\text{п.к}}(t) - 2M_{\text{с.т}}(t) - 2M_{\text{в.т}}(t), \end{cases} \quad (1)$$

где  $M$  — масса ротора;  $g$  — ускорение свободного падения;  $J$  — момент инерции ротора;  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора;  $M_{\text{с.т}}$  — момент сухого трения;  $t$  — время.



**Рис. 1.** План сил и моментов, действующих на вал:

$Mg$  — вес ротора;  $P_r$  — радиальная сила, возникающая в рабочем колесе;  $N$  — нормальная реакция опоры;  $R_c$  — статическая реакция гидроподшипника;  $M_{р.к.}$  — момент рабочего колеса; и  $M_{в.т.}$  — момент вязкого трения;  $M_{дв.}$  — момент двигателя;  $P_{тр.}$  — сила вязкого трения

Силловые факторы, входящие в систему уравнений (1), описаны в работе [7], поэтому каждое ее слагаемое определять не будем, рассмотрим лишь процесс пуска ротора.

Процесс, происходящий с момента пуска двигателя до момента достижения угловой скоростью вращения требуемого значения, можно разделить на две стадии:

- от момента пуска двигателя ( $\omega = 0, V = 0, y = 0$ ) до всплытия ротора, где  $V$  — вертикальная скорость движения ротора;
- от момента всплытия ротора ( $\omega = \omega_{всп}, V = 0, y = 0$ ) до выхода на требуемый режим, где  $\omega_{всп}$  — угловая скорость вращения ротора, при которой начинается его всплытие.

Таким образом, решение системы (1) разбиваем на два этапа. Далее рассмотрим ее решение при различных начальных условиях.

**1. Процесс пуска.** С учетом начальных условий математическая модель процесса пуска принимает вид

$$\left\{ \begin{array}{l} M \frac{d^2 y}{dt^2} = 2R_c(t) - 2P_r(t) - Mg; \\ J \frac{d\omega}{dt} = M_{дв.}(t) - 2M_{р.к.}(t) - 2M_{в.т.}(t); \\ \omega(0) = 0; \\ y(0) = 0; \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Сила вязкого трения равна нулю, так как отсутствует вертикальная составляющая скорости.

Приведем систему (2) к нормальному виду Коши:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 = 2R_c(t) - 2P_r(t) - Mg; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{дв}(t) - 2M_{п.к}(t) - 2M_{в.т}(t)}{J}; \\ \omega(0) = 0; \\ y(0) = 0; \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Решив систему (3) в программном пакете MathCAD методом Рунге—Кутты четвертого порядка, получим следующий переходный процесс, показанный на рис. 2.

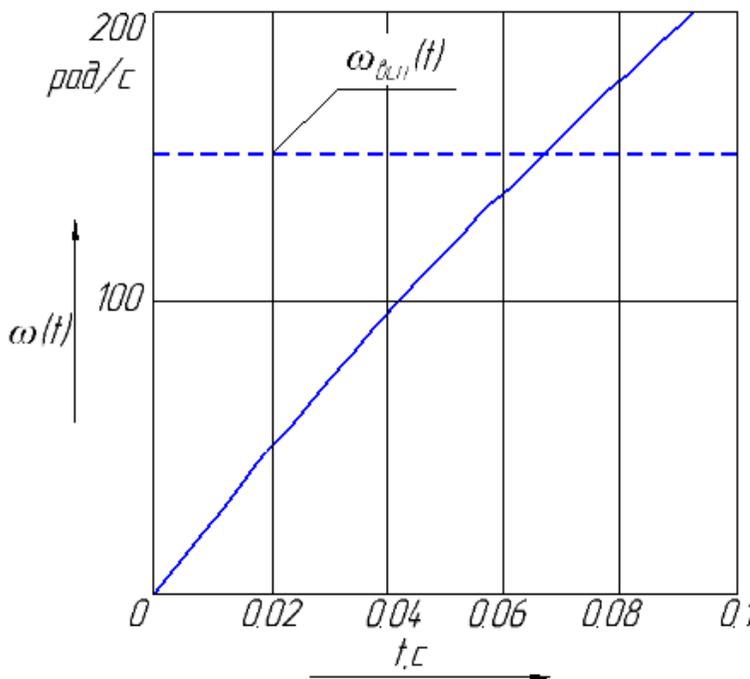


Рис. 2. Изменение угловой скорости вращения ротора от момента пуска двигателя до всплытия ротора

**2. Процесс выхода на режим.** После достижения ротором угловой скорости вращения, при которой начинается его всплытие  $\omega_{всп}$ , происходит его отрыв от точки касания с кольцом подшипника и постепенное увеличение  $\omega$  до значения, равного требуемому. Сила вязкого трения принимает значение, отличное от нуля, так как появляется вертикальная составляющая скорости.

Математическая модель процесса выхода на режим имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \frac{d^2 y}{dt^2} = 2R_c(t) - 2P_r(t) - Mg - 2P_{TP}; \\ J \frac{d\omega}{dt} = M_{дв}(t) - 2M_{п.к}(t) - 2M_{в.т}(t); \\ \omega(0) = \omega_{всп}; \\ y(0) = 0; \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0; \\ y'(t) = V(t). \end{array} \right. \quad (4)$$

Приведем систему уравнений (4) к нормальному виду Коши:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{2R_c(t) - 2Pr(t) - Mg - 2P_{TP}}{M}; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{дв}(t) - 2M_{п.к}(t) - 2M_{в.т}(t)}{J}; \\ \omega(0) = \omega_{всп}; \\ y(0) = 0; \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0; \\ y'(t) = V(t). \end{array} \right. \quad (5)$$

Аналогично решив систему уравнений (5), и получим зависимость, представленную на рис. 3.

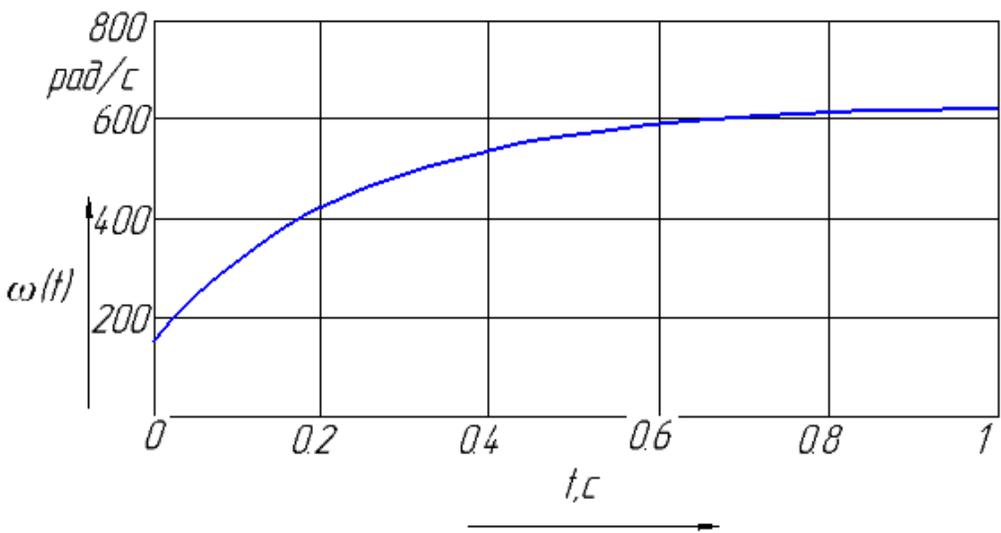


Рис. 3. Зависимость угловой скорости вращения ротора от времени после его всплытия

**Выводы.** Предложенные системы уравнений и их решения позволяют судить о динамике ротора проектируемого насоса. Используя представленные математические модели можно прогнозировать возможность ротора всплыть при различных параметрах, а также способность гидростатических подшипников обеспечить это всплытие. Варьируя конструктивные параметры насоса, электродвигателя и рабочего тела, можно получить такую конструкцию насоса, где время всплытия ротора будет наименьшим. Это позволит увеличить ресурс насоса и сократить количество отказов.

По построенным графикам можно судить о том, что ротор способен всплыть и достичь угловой скорости, необходимой для обеспечения требуемых характеристик спроектированного насоса.

*Работа выполнена при частичной поддержке грантами РФФИ 16-01-00521.*

## Литература

- [1] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования. *Наука и образование: научное издание*, 2014, № 9. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html>.
- [2] Черкасский В.М. *Насосы, вентиляторы, компрессоры*. Москва, Энергоатомиздат, 1984, 416 с.
- [3] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966, 364 с.
- [4] 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: научное издание*, 2012, № 8. URL: <http://old.technomag.edu.ru/doc/445666.html>.
- [5] Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 5, с. 6–9.
- [6] Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 5, с. 3–5.
- [7] Корсакова С.А., Протопопов А.А. Получение зависимости установившейся угловой скорости от различных параметров насоса при сильных колебаниях ротора. *Политехнический молодежный журнал*, 2017, № 4. URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/73.html>.

**Протопопов Александр Андреевич** — ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Корсакова Софья Андреевна** — студентка кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — В.О. Ломакин, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

## NUMERICAL INVESTIGATION OF ROTOR DYNAMICS IN A CENTRIFUGAL PUMP WITH HYDROSTATIC BEARINGS

A.A. Protopopov  
S.A. Korsakova

proforg6@yandex.ru  
sofia.korsakova@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

### Abstract

The article deals with computing parameters of a pump that is a part of a spacecraft thermal control system. This system should ensure accurate temperature control and make it possible to vary it in a desired range. Continual changes in the environment result in the pump stopping and consequently restarting its operation frequently enough. Starting the operation requires the pump rotor to "float". The less time it takes for the rotor to float, the more reliable and durable the pump is. We describe the process of developing a mathematical model for the pump start-up. We present a calculation of forces and torques affecting the rotor. We obtained equations for computing angular velocity that leads to the rotor "floating".

### Keywords

Pump, viscous friction torque, rotor, hydrostatic bearing, mathematical model, moment of inertia of a rotor, angular velocity

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

### References

- [1] Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2014, no. 9. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html>.
- [2] Cherkasskiy V.M. Nasosy, ventilyatory, kompressory [Pumps, ventilators, compressors]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1984, 416 p.
- [3] Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Impeller and propeller pumps]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1966. 364 p.
- [4] Lomakin V.O., Artemov A.V., Petrov A.I. Determining the impact of basic geometric parameters drain pump NM 10000-210 on its performance. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2012, no. 8. URL: <http://old.technomag.edu.ru/doc/445666.html>.
- [5] Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of the calculation results using hydrodynamic modeling package STAR-CCM + for flow channel of the centrifugal pump AX 50-32-200. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2012, no. S, pp. 6–9.
- [6] Lomakin V.O., Petrov A.I., Shcherbachev P.S. Development of a side semi spiral inlet unit with increased fluid velocity at the Impeller entry. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2012, no. S, pp. 3–5.
- [7] Korsakova S.A., Protopopov A.A. Obtaining steady-state angular velocity as a function of various pump parameters during strong rotor vibrations. *Politekhnicheskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2017, no. 4. Available at: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/73.html>.

**Protopopov A.A.** — Assistant Lecturer, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Korsakova S.A.** — student, Department of Aerospace Composite Structures, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — V.O. Lomakin, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.