

ПОЛУЧЕНИЕ СЕМЕЙСТВА КОМПРОМИССНЫХ КРИВЫХ РЕСУРС — КПД ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА*

А.А. Протопопов

proforg6@yandex.ru

SPIN-код: 4175-5118

Н.Ю. Исаев

isaev.nikita@bmstu.ru

SPIN-код: 7569-3665

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

Аннотация

Ключевые слова

К основным характеристикам центробежных насосов, как и многих других механизмов, относят ресурс и коэффициент полезного действия. Зачастую это два конкурирующих параметра: повышая значения первого, вторым приходится жертвовать. Это связано с тем, что при возрастании частоты вращения ротора насоса ресурс подшипников стремительно падает, а КПД наоборот возрастает. Возникает необходимость найти компромиссное решение, когда при выбранном значении одного параметра значение второго максимально. Такая задача совсем не тривиальна, поскольку на данные характеристики влияет множество параметров, в частности, подача насоса. Решение данной проблемы рассмотрено на примере малорасходного центробежного насоса с переключающим клапаном, который используется в системе терморегулирования на Международной космической станции.

Насос, лопатка, ротор, математическая модель, напор насоса

Поступила в редакцию 20.11.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

На ресурс и коэффициент полезного действия такого насоса, помимо прочих параметров, весомое влияние оказывают осевой зазор между рабочим колесом и корпусом насоса и частота вращения ротора насоса. Определение итоговой зависимости сопряжено с некоторыми затруднениями, поскольку оба критерия являются весомыми и определить для них весовые коэффициенты не представляется возможным. Поэтому было принято решение использовать метод ЛП-тау поиска, поскольку этот метод не предполагает точного определения целевой функции.

Отметим, что существующие на данный момент методики поиска компромисса между ресурсом и КПД [1–12] ориентируются на малые частоты вращения вала насоса, что создает большие погрешности при расчете по ним параметров высокооборотного малорасходного насоса.

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

Метод ЛП-тау поиска позволяет генерировать точки квазислучайным образом в указанном интервале для двух параметров. Для исследуемого насоса осевой зазор a будем варьировать в диапазоне 0,5...1,5 мм, частоту вращения ротора n — в диапазоне 3 000...8 000 об/мин. Тогда поле сгенерированных рабочих точек будет представлять собой прямоугольник (рис. 1).

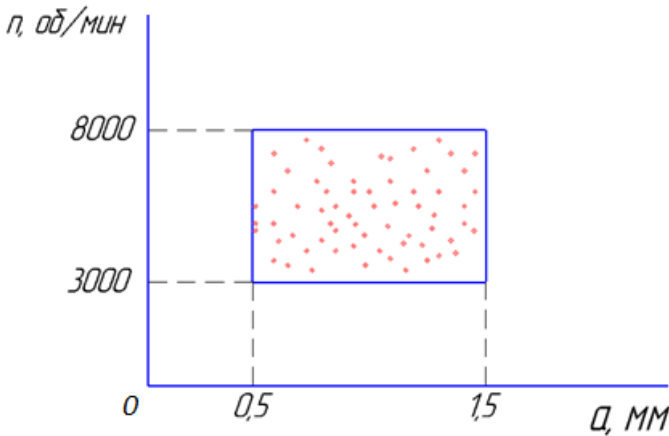


Рис. 1. Область генерирования точек

Для нахождения КПД воспользуемся формулой [1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ — общий КПД насоса; $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический КПД насоса; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД насоса; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД насоса.

Для ресурса насоса справедлива формула [2]

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n}, \quad (2)$$

где L — ресурс насоса; a_1 — коэффициент надежности; a_{23} — коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации; C_r — грузоподъемность наиболее нагруженного подшипника; P_r — радиальная сила, действующая на наиболее нагруженный подшипник.

Ключевое воздействие на радиальную силу оказывает подача рабочей жидкости насоса, поэтому будем строить семейство компромиссных кривых при различных значениях подачи. Построение начнем для случая, когда $Q = Q_{\text{опт}}$.

По данному распределению строим компромиссную кривую исходя из следующих соображений: при одинаковом значении одного параметра «выигрышной» считается точка с наибольшим значением второго. Отсюда ясно, что компромиссная кривая должна проходить через эти «выигрышные» точки (рис. 2).

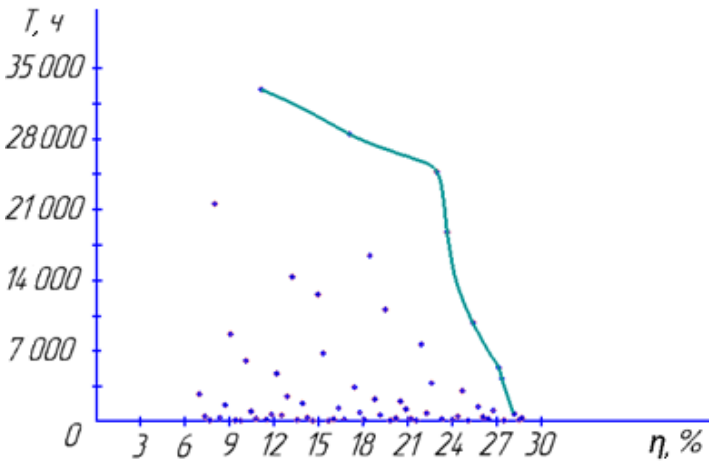


Рис. 2. Компромиссная кривая ($Q = Q_{\text{опт}}$)

Аналогично выполним построение компромиссных кривых для различных значений расхода: $Q = 0,5Q_{\text{опт}}, 0,75Q_{\text{опт}}, 1,25Q_{\text{опт}}, 1,5Q_{\text{опт}}$ (рис. 3–6).

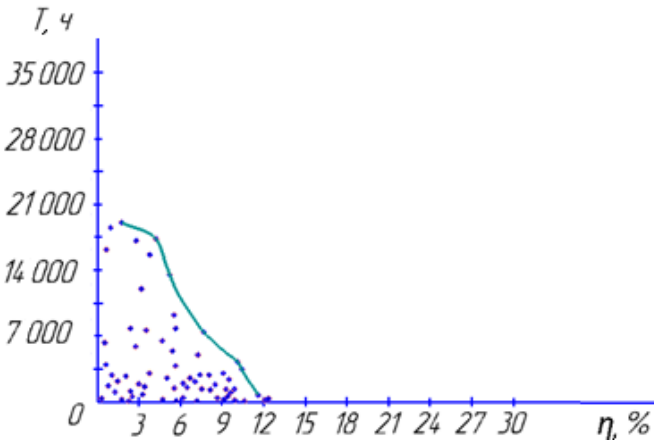


Рис. 3. Компромиссная кривая ($Q = 0,5Q_{\text{опт}}$)

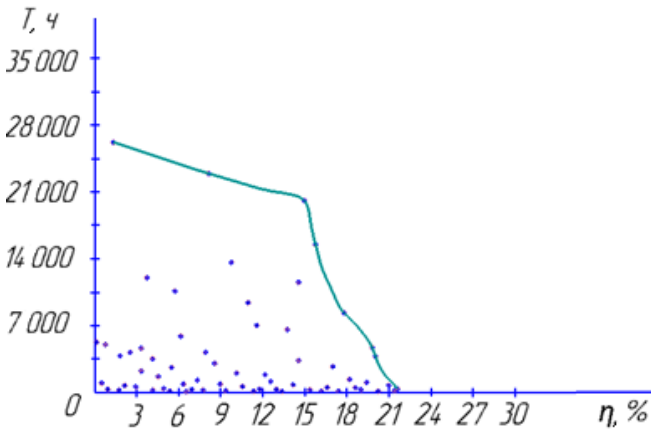


Рис. 4. Компромиссная кривая ($Q = 0,75Q_{\text{опт}}$)

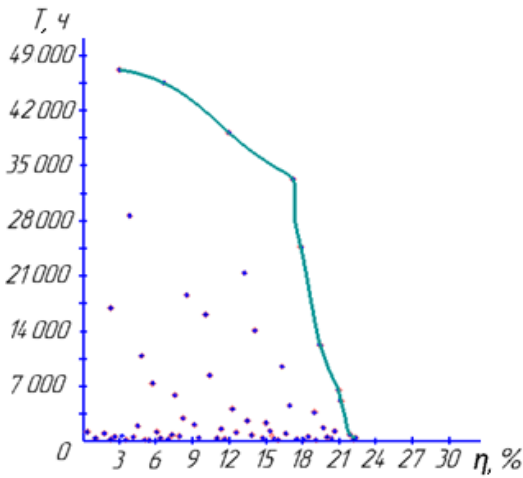


Рис. 5. Компромиссная кривая ($Q = 1,25Q_{опт}$)

Изобразим получившиеся компромиссные кривые в одной системе координат (рис. 7).

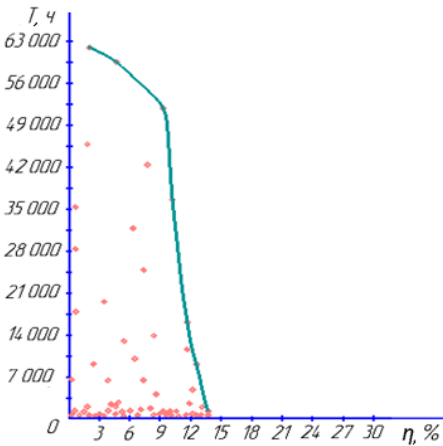


Рис. 6. Компромиссная кривая ($Q = 1,5Q_{опт}$)

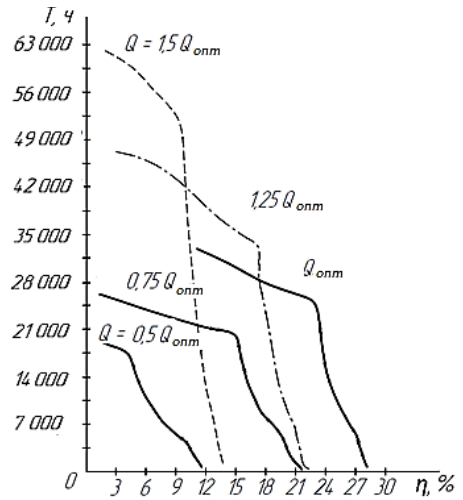


Рис. 7. Семейство компромиссных кривых при различных значениях расхода

Анализ полученного семейства кривых позволяет утверждать, что данный насос нежелательно использовать в режимах недогрузки. Это объясняется довольно просто. Гидродинамическая радиальная сила при таком расположении отводящего устройства направлена вниз, вследствие чего возникает большая реакция в подшипнике. Уменьшение расхода способствует увеличению гидродинамической составляющей радиальной силы, что, в свою очередь, приводит к возрастанию нагрузки на подшипник, а это вызывает уменьшение ресурса. Когда насос работает в режимах перегрузки, гидродинамическая радиальная сила изменяет направление, вследствие чего воздействие на подшипник уменьшается. Это вызывает уменьшение эквивалентной динамической нагрузки, что при-

водит к повышению ресурса. На КПД увеличение расхода, наоборот, влияет отрицательно. Это опять же объясняется полученной зависимостью КПД от расхода. Несмотря на то, что увеличение расхода приводит к повышению ресурса, использование данного насоса в режимах перегрузок недопустимо. Во-первых, он не обеспечивает необходимый напор, что видно из прогнозной характеристики. Во-вторых, КПД насоса также снижается.

В результате анализа данного семейства компромиссных кривых можно сделать вывод, насколько сильное влияние на ресурс и КПД оказывает отклонение от оптимального режима работы. Поэтому необходимо обеспечивать эксплуатацию насоса в режиме, максимально близком к оптимальному. Полученное семейство кривых также позволяет оценить влияние частоты вращения ротора и осевого зазора между корпусом отвода и рабочим колесом на ресурс и КПД насоса. Помимо этого построенные характеристики дают возможность сделать вывод о целесообразности применения частотного регулирования.

Литература

- [1] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2014. № 9. С. 45–64. DOI: 10.7463/0914.0725724
URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html>.
- [2] Черкасский В.М. *Насосы, вентиляторы, компрессоры*. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
- [3] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. М.: Машиностроение, 1966. 354 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. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2012. № 8. DOI: 10.7463/0812.0445666
URL: <http://technomag.bmstu.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] Петров А.И., Мартынов Н.Д., Покровский П.А., Пашенко В.И., Устюжанин П.Ю., Королев П.В., Артемов А.В. Опыт разработки стенда для испытаний крупных центробежных насосов // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2010. № 11.
URL: <http://technomag.bmstu.ru/issue/156969.html>

- [8] Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. *Гидромеханика*. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 382 с.
- [9] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Альянс, 2009. 422 с.
- [10] Руднев С.С., Матвеев И.В., Байбакова О.В. *Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов*. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1974. 71 с.
- [11] Протопопов А.А., Виговский В.И. Анализ работы центробежного насоса в составе системы с изменяющимися параметрами // *Политехнический молодежный журнал*. 2017. № 11. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-198 URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/198.html>.
- [12] Протопопов А.А., Корсакова С.А. Исследование динамики ротора центробежного насоса с гидростатическими подшипниками численными методами // *Политехнический молодежный журнал*. 2017. № 11. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-200 URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/200.html>.

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

Исаев Никита Юрьевич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Ломакин Владимир Олегович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

PLOTTING THE "RESOURCE — ENERGY CONVERSION EFFICIENCY" COMPROMISE CURVE FAMILY FOR A CENTRIFUGAL PUMP

A.A. Protopopov

proforg6@yandex.ru

SPIN-код: 4175-5118

N.Yu. Isaev

isaev.nikita@bmstu.ru

SPIN-код: 7569-3665

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

Service life and energy conversion efficiency are the main characteristics of centrifugal pumps, same as of many other machines. Often these two parameters compete, that is, increasing the value of one of them means we have to sacrifice the other. This stems from the fact that when rotor frequency increases, the service life of the bearings catastrophically drops, while the pump efficiency conversely increases. There exists a necessity to find a compromise solution, when, for a preset value of one parameter, the second reaches its maximum value. This problem is far from trivial, since a number of parameters, pump output flow in particular, affect these characteristics. We consider a solution to this problem for the case of a low-discharge centrifugal pump with a selector valve, used in the thermal control system of the International Space Station.

Keywords

Pump, blade, rotor, mathematical model, hydraulic head

© 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. MGTU im. N.E. Baumana* [Science & Education of the Bauman MSTU. Electronic Journal], 2014, no. 9, pp. 45–64. DOI: 10.7463/0914.0725724 Available at: <http://technomag.bmstu.ru/en/doc/725724.html>.
- [2] Cherkassky V.M. Pumps, fans, compressors. Moscow, Mir Publ., 1985.
- [3] Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Centrifugal and axial flow pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 354 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. MGTU im. N.E. Baumana* [Science & Education of the Bauman MSTU. Electronic Journal], 2012, no. 8. DOI: 10.7463/0812.0445666 Available at: <http://technomag.bmstu.ru/en/issue/425218.html>.
- [5] Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of computation results of the AX 50-32-200 centrifugal pump wet part in the software package STAR CCM + *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinostr.* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2012, no. S, pp. 6–9 (in Russ.).
- [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. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinostr.* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2012. no. S, pp. 3–5 (in Russ.).

- [7] Petrov A.I., Martynov N.D., Pokrovskiy P.A., Pashchenko V.I., Ustyuzhanin P.Yu., Korolev P.V., Artemov A.V. The experience of designing test bench for testing large centrifugal pumps. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science & Education of the Bauman MSTU. Electronic Journal], 2010, no. 11. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/en/doc/163848.html>.
- [8] Popov D.N., Panaiotti S.S., Ryabinin M.V. *Gidromekhanika [Hydromechanics]*. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2002. 382 p.
- [9] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]*. Moscow, Al'yans Publ., 2009. 422 p.
- [10] Rudnev S.S., Matveev I.V., Baybakova O.V. *Metodicheskoe posobie po kursovomu proektirovaniyu lopastnykh nasosov [Methodical manual for the course project on centrifugal pumps]*. Moscow, MVTU im. N. E. Baumana Publ., 1974. 71 p.
- [11] Protopopov A.A., Vigovskiy V.I. Analysing operation of a centrifugal pump forming part of a system with variable parameters. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal of BMSTU], 2017, no. 11. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-198 Available at: <http://ptsj.ru/eng/catalog/pmc/hydr/198.html>.
- [12] Protopopov A.A., Korsakova S.A. Numerical investigation of rotor dynamics in a centrifugal pump with hydrostatic bearings. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal of BMSTU], 2017, no. 11. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-11-200 Available at: <http://ptsj.ru/eng/catalog/pmc/hydr/200.html>.

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

Isaev N.Yu. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

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