

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫСОКООБОРОТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

А.А. Протопопов

proforg6@yandex.ru

В.И. Виговский

vigovskivi@gmail.com

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

Аннотация

При разработке высокооборотных центробежных насосов одной из наиболее сложных для решения является проблема кавитации, поскольку по мере увеличения частоты вращения ротора кавитационные характеристики насоса убывают. При этом с понижением частоты убывает напор центробежного насоса. Для решения обозначенного противоречия предложено найти компромисс между кавитационными характеристиками и напором центробежного насоса путем построения компромиссной кривой с использованием метода ЛП-тау поиска

Ключевые слова

Лопатки рабочего колеса, ротор, кавитационный запас, математическая модель, напор насоса, частота вращения ротора

Поступила в редакцию 22.03.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

При разработке высокооборотных центробежных насосов одной из наиболее сложных для решения является проблема кавитации, поскольку по мере увеличения частоты вращения ротора кавитационные характеристики насоса убывают. При этом с понижением частоты убывает напор центробежного насоса. Для решения обозначенного противоречия предложено найти компромисс между кавитационными характеристиками и напором центробежного насоса путем построения компромиссной кривой с использованием метода ЛП-тау поиска

В современном мире высокооборотные центробежные насосы активно используют в различных отраслях промышленности, например в качестве источников питания различных замкнутых систем (на экспериментальных стендах различного назначения для подачи рабочей жидкости и др.). Высокооборотный центробежный насос, как правило, обладает следующими гидравлическими характеристиками: подача насоса — от 0 до 20 л/мин, напор — от 0 до 25 м. Большая часть существующих методик расчета основных параметров центробежных насосов, изложенных в [1–7], учитывает сравнительно большие значения подачи рабочей жидкости. Использование таких методик в расчетах для высокооборотных центробежных насосов приведет к получению искаженных параметров насоса.

Одними из основных параметров, влияющих на работу насоса, являются напор и кавитационный запас. Как правило, это конфликтующие параметры, то есть, повышая первый, вторым приходится пренебрегать. Возникает проблема поиска компромиссного решения, когда при выбранном значении одного пара-

метра — второй максимален. Решение проблемы представляется неординарным, учитывая, что на данные характеристики влияют многие другие параметры насоса.

На напор и кавитационный запас прочности высокооборотных центробежных насосов, помимо прочих параметров, влияние оказывают частота вращения вала насоса и диаметр рабочего колеса на входе. Попытка определить итоговую зависимость приводит к новым трудностям, так как оба критерия являются значимыми и определить для них весовые коэффициенты не представляется возможным из-за появления большой погрешности. Поэтому было принято решение использовать метод ЛП-тау поиска.

Генерирование рабочих точек ЛП-тау последовательности. Метод ЛП-тау поиска генерирует точки квазислучайным образом в указанном интервале для двух параметров. В нашем случае такими параметрами являются диаметр рабочего колеса на входе в рабочую полость D (3,5–6,5 мм) и частота вращения вала n (13000–17000 об/мин). Тогда поле рабочих точек после генерирования будет представлять собой прямоугольник (рис. 1). Точные значения параметров расчетных точек, полученных с помощью ЛП-тау поиска, представлены в таблице.

Значения параметров расчетных точек, полученных методом ЛП-тау поиска

Номер точки п/п	Диаметр рабочего колеса на входе в рабочую полость D , мм	Частота вращения вала n , об/мин	Номер точки п/п	Диаметр рабочего колеса на входе в рабочую полость D , мм	Частота вращения вала n , об/мин
1	5,0	15000	17	5,09375	13125
2	4,25	16000	18	4,34375	14125
3	5,75	14000	19	5,84375	16125
4	3,875	15500	20	3,96875	13625
5	5,375	13500	21	5,46875	15625
6	4,625	14500	22	4,71875	16625
7	6,125	16500	23	6,21875	14625
8	3,6875	16750	24	3,78125	14875
9	5,1875	14750	25	5,28125	16875
10	4,4375	13750	26	4,53125	15875
11	5,9375	15750	27	6,03125	13875
12	4,0625	14250	28	4,15625	16375
13	5,5625	16250	29	5,65625	14375
14	4,8125	15250	30	4,90625	13375
15	6,3125	13250	31	6,40625	15375
16	3,59375	15125	32	3,546875	16187,5

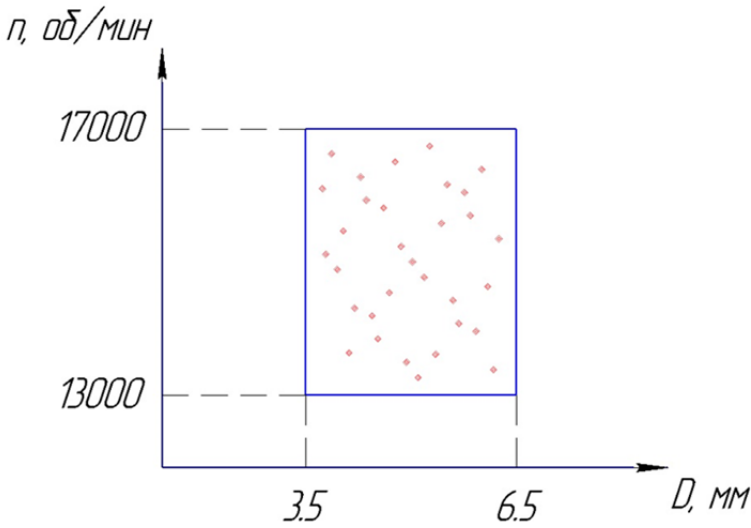


Рис. 1. Область генерирования расчетных точек, полученных методом ЛП-гау поиска

Построение компромиссной кривой. На основании полученных выше значений конструктивных параметров находим значения кавитационного запаса и напора насоса. Для этого рассмотрим некоторый опытный насос с рядом известных параметров, для оценки напора применим формулу Эйлера для центробежных насосов [2]:

$$H = \frac{U_2 y \eta_r}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_{л2}} \right), \tag{1}$$

где g — ускорение свободного падения; y — поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей; η_r — гидравлическое КПД; U_2 — окружная скорость на выходе из рабочего колеса; Q — подача насоса; D_2 — диаметр выхода из рабочего колеса; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе; $\beta_{л2}$ — угол установки лопастей на выходе.

Для оценки допустимой высоты всасывания будем использовать следующую формулу [2]:

$$h_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{P_{\text{нп}}}{\rho g} - \Delta h - h_m, \tag{2}$$

где $P_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; $P_{\text{нп}}$ — давление насыщенных паров; Δh — кавитационный запас; h_m — потери на трение во всасывающем патрубке.

При фиксированной подаче насоса и известных температурных условиях все слагаемые в формуле (2) постоянны, кроме кавитационного запаса, который будет зависеть от частоты вращения. Чтобы найти эту зависимость используем формулу для кавитационного коэффициента быстроходности:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{4}{3}}}, \quad (3)$$

где C — кавитационный коэффициент быстроходности; n — частота вращения вала насоса. При фиксированном C получаем следующую формулу для допустимой высоты всасывания:

$$h_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{P_{\text{нп}}}{\rho g} - \left(\frac{5,62n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} - h_{\text{т}}. \quad (4)$$

С учетом формул (1) и (4) получаем следующее распределение расчетных точек (рис. 2, а).

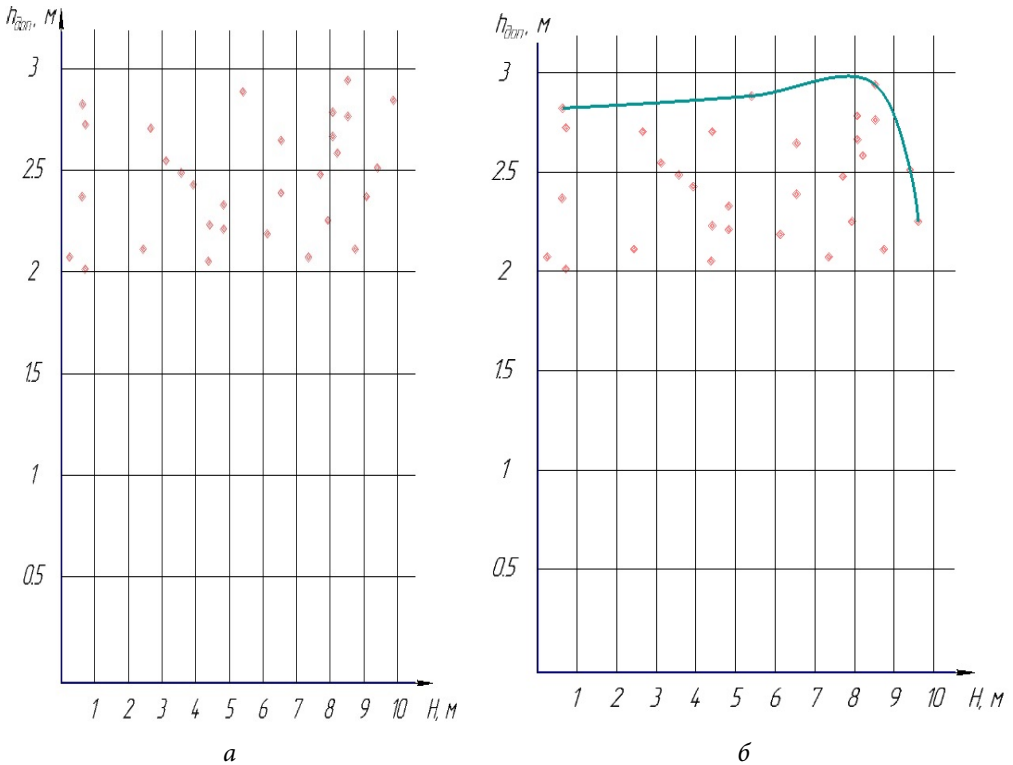


Рис. 2. Распределение расчетных точек, полученных методом ЛП-тау поиска (а), и компромиссная кривая в области этих точек (б)

Учитывая данное распределение, строим компромиссную кривую, исходя из следующего: при одинаковых значениях одного параметра «выигрышной» считается точка с наибольшим значением второго параметра. Отсюда следует, что компромиссная кривая должна проходить через эти «выигрышные» точки (рис. 2, б). Из рисунка видно, что из полученных 32 точек пять вошли в парето множество и образовали компромиссную кривую.

Выводы. Применение ЛП-тау последовательности для нахождения компромисса между параметрами напора насоса и кавитационным запасом при варьировании частоты вращения ротора и диаметра входа на рабочее колесо является весьма эффективным методом. Это доказывает полученная компромиссная кривая: при рассмотрении 32 точек ЛП-тау последовательности пять из них вошли в паретово множество и образовали компромиссную кривую. Таким образом, предложенный метод можно рекомендовать при расчетах высокооборотных центробежных насосов.

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

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 МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 9. С. 45–64. URL: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/677> DOI: 10.7463/0914.0725724
2. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.: 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 МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 8. С. 71–84. 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., Шербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости жидкости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 5. С. 3–5.
7. Опыт разработки стенда для испытаний крупных центробежных насосов / А.И. Петров, Н.Д. Мартынов, П.А. Покровский, В.И. Пащенко, П.Ю. Устюжанин, П.В. Королев, А.В. Артемов // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. № 11. С. 1–6. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html>

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

Виговский Валерий Игоревич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», 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.

MULTICRITERIA OPTIMIZATION OF A HIGH-SPEED CENTRIFUGAL PUMP

A.A. Protopopov
V.I. Vigovskiy

proforg6@yandex.ru
vigovskivi@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The cavitation problem is one of the most difficult to solve during development of high-speed centrifugal pumps, since pump cavitation performance decreases with increasing rotor rotation frequency. At the same time, lowering the frequency makes the hydraulic head of a centrifugal pump decrease. We suggest using a search method based on Sobol sequences to plot a compromise curve that would resolve the discrepancy between the cavitation performance and the hydraulic head of a centrifugal pump

Keywords

Runner blades, rotor, positive suction head, mathematical model, hydraulic head, rotor frequency

© 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 MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2014, no. 9, pp. 45–64. URL: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/677> (in Russ.) DOI: 10.7463/0914.0725724
- [2] Cherkasskiy V.M. *Nasosy, ventilyatory, kompressory* [Pumps, ventilators, compressors]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1984. 416 p. (in Russ.)
- [3] Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Impeller and propeller pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 364 p. (in Russ.)
- [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 MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2012, no. 8, pp. 71–84. URL: <http://old.technomag.edu.ru/doc/445666.html> (in Russ.)
- [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+. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings 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. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings 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: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication of BMSTU], 2010, no. 11, pp. 1–6. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html> (in Russ.)

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

Vigovskiy V.I. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, 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.