

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ПРЯМЫМИ ПРОФИЛЕМ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Черненко В. В.¹, Матвеев М.В.¹

¹Сибирский государственный университет науки и технологий

имени академика М. Ф. Решетнева

Российская Федерация, 660037, г. Красноярск,

просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31

E-mail: mr.adam.20003@mail.ru

Ключевые слова: Центробежный насос, рабочее колесо, энергетические характеристики.

Центробежные насосы широко применяются в системах терморегулирования, подачи топлива и гидроприводов космических аппаратов, где требования к надёжности и эффективности оборудования особенно высоки. Рабочее колесо является ключевым элементом насоса, преобразующим механическую энергию в энергию потока. Геометрия лопастей, их профилирование и углы установки определяют основные характеристики: напор, объёмный расход и потребляемую мощность. От качества проектирования крыльчатки напрямую зависят энергетические показатели насоса. Поэтому расчёты по указанным параметрам являются обязательным этапом проектирования, позволяющим обеспечить требуемую эффективность и надёжность агрегата – особенно критичную для космических миссий.

Для определения энергетических характеристик был спроектирован центробежный насос со сменными рабочими колёсами и рабочее колесо с прямым типом лопаток [1]. Провели испытание на экспериментальном стенде для получения таких характеристик как объёмный расход, давление и температуру на входе и на выходе. В состав стенда входили приборы, класс точности которых соответствует требованиям, предъявляемым к лабораторным исследованиям гидравлических машин.

Для снятия показаний использовали два манометра (манометр МТИ, класс точности 0,4) для снятия входного и выходного давления. Объёмный расход определяется с помощью расходомера (расходомер тахометрический, класс точности 0,5). Температура измеряется электрическим термометром (полупроводниковый (цифровой датчик), класс точности 0,5). Для определения вакуумметрическое давление использовали вакуумметр (ВО 11201, класс точности 0,4) [2]. В качестве рабочего тела использовали воду.

В ходе эксперимента были сняты 12 измерений с разным объёмным расходом. Время работы одного режима составляет 5 минут. Это обеспечивает стабилизацию гидравлического параметров потока.

После проведения эксперимента, определяем энергетические характеристики центробежного насоса по следующим формулам (1-5).

Напор насоса, м:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho * g}, \quad (1)$$

где p_2 – давление на выходе, p_1 – давление на входе, ρ – плотность воды, g – ускорение свободного падения.

Потери мощности, Вт:

$$N_{\text{потр}} = N_{\text{эл}} * \eta_{\text{дв}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{эл}}$ – мощность двигателя на валу, $\eta_{\text{дв}}$ – КПД двигателя.

Полезная мощность, Вт:

$$N_{\text{пол}} = \rho * Q * H, \quad (3)$$

где Q – объёмный расход.

Мощность насоса, потребляемая (затраченная) насосом, Вт:

$$N_{\text{н}} = N_{\text{пол}} + N_{\text{потр}}, \quad (4)$$

Коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{н}}}, \quad (5)$$

На рис 1-3 представлены графики зависимости напора, полезная мощность насоса, коэффициент полезного действия от объёмного расхода. На рис. 1 представлена зависимость напора от расхода. С ростом расхода напор незначительно снижается (в пределах 5%), что характерно для центробежного насоса с прямыми лопатками. КПД (рис. 2) возрастает с увеличением расхода, достигая максимальных значений в рабочей зоне. Полезная мощность (рис. 3) растёт практически линейно за счёт увеличения расхода.

КПД увеличивается по мере приближения к рабочей точке: при малых расходах велики относительные утечки и ударные потери, а в номинальном режиме поток в колесе выравнивается и КПД достигает максимума. За пределами рабочей зоны КПД снижается из-за резкого роста потерь. Полученные зависимости подтверждают нормальную работу насоса. Для эффективной эксплуатации рекомендуется работа в зоне максимального КПД.

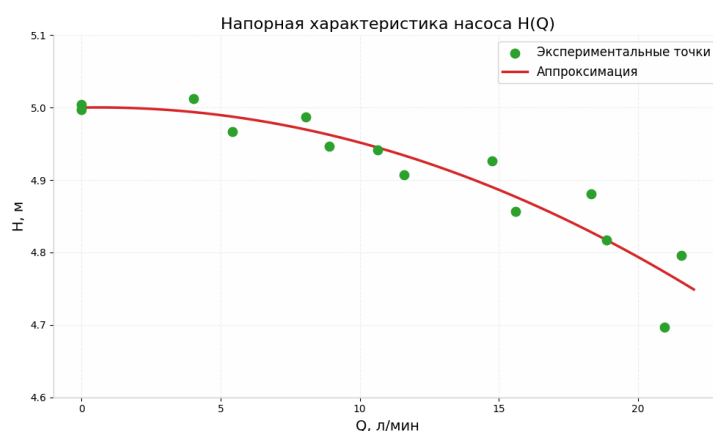


Рис. 1 – График зависимости напора от объёмного расхода

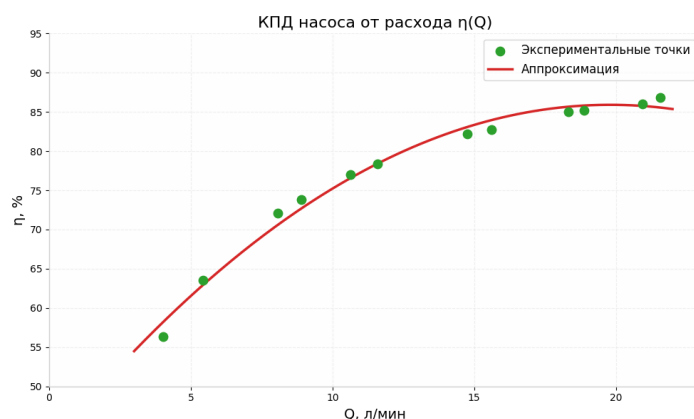


Рис. 2 – График зависимости коэффициент полезного действия от объёмного расхода

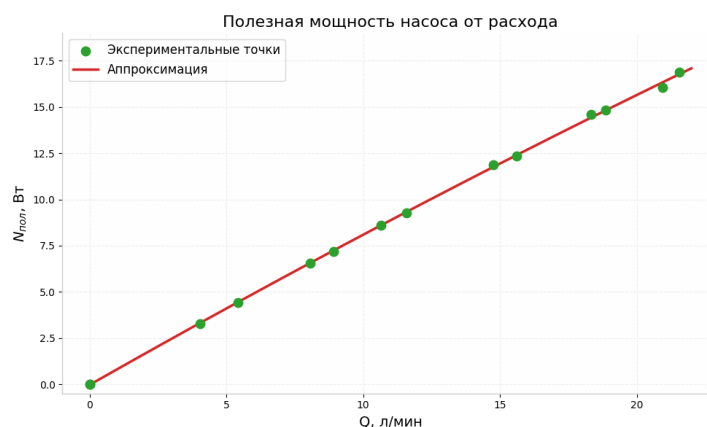


Рис. 3 – График зависимости полезной мощности от объёмного расхода

Список литературы

1. Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. – М.: Машиностроение, 1985. – 128 с.
2. Разработка стенда проведения гидродинамических испытаний малорасходного центробежного насоса / В. В. Черненко, Д. В. Черненко, А. А. Зуев, Р. Р. Файзуллин // Сибирский аэрокосмический журнал. – 2025. – Т. 26, № 4. – С. 574-584. – DOI 10.31772/2712-8970-2025-26-4-574-584. – EDN HVSAWO.

Сведения об авторах

Черненко Валентина Викторовна – старший преподаватель кафедры двигателей летательных аппаратов.

Матвеев Матвей Викторович – студент кафедры двигателей летательных аппаратов. Область научных интересов: Аддитивные технологии.

ENERGY CHARACTERISTICS OF A CENTRIFUGAL PUMP WITH A DIRECT WHEEL PROFILE

Chernenko V. V.¹, Matveev M. V.¹

Academician M. F. Reshetnev Siberian State University of Science and Technology
31 Krasnoyarsky Rabochy Avenue, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation
E-mail: mr.adam.20003@mail.ru

Keywords: Centrifugal pump, impeller, energy characteristics.

Centrifugal pumps are widely used in thermal control systems, fuel supply systems, and spacecraft hydraulic drives, where the requirements for equipment reliability and efficiency are particularly high. The impeller is the key element of the pump that converts mechanical energy into flow energy. The geometry of the blades, their profiling, and the angles of installation determine the main characteristics of the pump, such as pressure, flow rate, efficiency, and power consumption. The energy performance of the pump directly depends on the quality of the impeller design. Therefore, calculations based on these parameters are an essential part of the design process, ensuring the required efficiency and reliability of the unit, which is particularly critical for space missions.