

УДК 614.8:621.9

## МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ПОЖАРНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕЖИМОВ ВЫСОКОГО И НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ОДНОЙ СТУПЕНЬЮ

И. И. СУТОРЬМА, кандидат технических наук, доцент  
А. В. ЧЕРКОВСКИЙ

*Государственное учреждение образования «Гомельский инженерный институт»  
МЧС Республики Беларусь*

Предложена математическая модель для оптимизации рабочих параметров центробежных пожарных насосов при реализации режимов высокого и нормального давления одной ступенью.

**Ключевые слова:** центробежный пожарный насос, математическая модель, режим работы.

### Введение

В Республике Беларусь налажен выпуск отечественных пожарных аварийно-спасательных автомобилей на базе шасси Минского автомобильного завода. Вместе с тем, указанные технические средства комплектуются насосными установками импортного производства, так как у нас в республике насосных установок данного вида не производится.

Характерными особенностями указанных выше импортных насосных установок являются высокая сложность и стоимость, обусловленные наличием двух последовательно включаемых рабочих ступеней, обеспечивающих, соответственно, два режима работы – нормального и высокого давления. В связи с этим их называют комбинированными насосными установками. В первом режиме центробежный насос нормального давления создает напор порядка 100 м водяного столба при подаче, как правило, 40–50 л/с. Второй режим реализуется последовательным включением 2-го насоса высокого давления, создающего напор до 400 м водяного столба при подаче порядка 4–5 л/с. Таким образом, импортная насосная установка – это, по существу, два насоса.

Результаты исследований, изложенные в работах [1], [2], дают основания полагать, что современные автомобили, на базе которых функционируют насосные пожарные установки, имеют существенный резерв мощности по сравнению с требуемой для обеспечения заданных напора и расхода ступенью нормального давления. Это, в свою очередь, дает возможность реализовать два режима работы с использованием одной единственной ступени, т. е. одного насоса вместо двух. Данный подход упрощает конструкцию насосной установки и приводит к снижению ее стоимости.

Целью данной работы является разработка математической модели для проведения расчетов по установлению общих значений геометрических размеров рабочей полости и рабочего колеса центробежного насоса при реализации различных режимов работы одноступенчатым насосом в широком диапазоне напоров, подач и частот вращения.

**Основная часть**

При решении поставленной задачи по разработке математического аппарата за основу принята методика, представляющая собой обобщение существующих практических методов расчета центробежных насосов, широко освещенных в печати. Ввиду иных задач настоящей работы, в ней не проводится обзор методов и литературных источников. Предлагаемая методика адаптирована к проблематике центробежных пожарных насосов и позволяет осуществлять моделирование с единых позиций и подходов. Основные положения методики имеют вид последовательного алгоритма проведения расчетов с некоторыми упрощениями и допущениями для условий пожарных центробежных насосов с одной ступенью и одним потоком.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  может быть определен по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения вала рабочего колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – напор насоса, м.

Как правило, для тихоходных насосов  $n_s = 35-70$ , для нормальных  $n_s = 80-120$ , для быстроходных  $n_s = 150-250$ .

Общий КПД насоса

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_0 \eta_{\text{г}}, \quad (2)$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  – КПД, учитывающий механические потери в насосе ( $\eta_{\text{мех}} = 0,92-0,95$ );  $\eta_0$  – КПД, учитывающий объемные потери в насосе ( $\eta_0 = 0,96-0,98$ );  $\eta_{\text{г}}$  – КПД, учитывающий гидравлические потери в насосе (имеет широкий диапазон значений).

Приведенный диаметр живого сечения на входе

$$d_{n_1} = K_{\text{вх}} \sqrt[3]{Q/n}, \quad (3)$$

где  $K_{\text{вх}}$  – коэффициент входа (в общем случае  $K_{\text{вх}} = 3,5-7$ ).

Мощность насоса и момент, приложенный к валу рабочего колеса:

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}; \quad (4)$$

$$M = \frac{30P}{\pi n}. \quad (5)$$

Диаметр ступицы рабочего колеса

$$d_{\text{в}} = (1,2-1,25) \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau]}}, \quad (6)$$

где  $[\tau]$  – допустимый предел прочности материала, из которого будет изготовлен вал рабочего колеса (для стали  $45 [\tau] = 20 \text{ МПа}$ ).

Входной диаметр рабочего колеса

$$d_1 = (0,8-1,1) \sqrt{d_{n_1}^2 + d_{\text{в}}^2}. \quad (7)$$

Окружная скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \pi d_1 n. \quad (8)$$

Абсолютная скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi(d_o^2 - d_b^2)\psi_1}, \quad (9)$$

где  $\psi_1$  – коэффициент стеснения потока на входе в насос ( $\psi_1 = 0,75-0,83$ ).

Угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо

$$\beta_{\pi 1} = \alpha + \left( \operatorname{arctg} \frac{v_1}{u_1} = \operatorname{arctg} \frac{4Q}{\pi(d_o^2 - d_b^2)\psi_1 u_1} \right), \quad (10)$$

где  $\alpha$  – угол атаки потока жидкости на лопасти ( $\alpha = 5-10^\circ$ ).

Угол  $\beta_{\pi 1}$  должен находиться в пределах  $15-30^\circ$ . В противном случае нужно заново пересчитать диаметр  $d_1$ , выбрав другой коэффициент или изменив угол атаки.

Ширина межлопастного канала на входе в рабочее колесо

$$b_1 = \frac{Q}{\pi d_1 v_1 \psi_1} \text{ или } b_1 = (1-1,25) \frac{d_o}{4} \left(1 - \frac{d_o^2}{d_b^2}\right). \quad (11)$$

Угол лопасти на выходе из рабочего колеса задается в пределах  $\beta_{\pi 2} = 18...20^\circ$ .

Окружная скорость потока на выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \frac{v_1 \operatorname{ctg} \beta_{\pi 2}}{2} + \sqrt{\left(\frac{v_1 \operatorname{ctg} \beta_{\pi 2}}{2}\right)^2 + g \frac{H}{\mu \eta_r}}, \quad (12)$$

где  $\mu$  – вязкость жидкости (для воды можно принять  $\mu \approx 0,8$ );  $\beta_{\pi 2}$  – угол лопасти на выходе из рабочего колеса ( $\beta_{\pi 2} = 18-20^\circ$ ).

Выходной диаметр рабочего колеса

$$d_2 = u_2 / (\pi n). \quad (13)$$

При  $d_2 > 3d_1$  необходимо пересмотреть результаты расчета, так как в данном случае реализация одноступенчатого варианта нецелесообразна.

Ширина межлопастного канала на выходе

$$b_2 = \frac{Q}{\pi d_2 v_1 \psi_2 \eta_o}, \quad (14)$$

где  $\psi_2$  – коэффициент стеснения потока на выходе из насоса ( $\psi_2 = 0,9-0,95$ ).

Число лопастей рабочего колеса

$$z = 6,5 \frac{\frac{d_2}{d_1} + 1}{\frac{d_2}{d_1} - 1} \sin \frac{\beta_{\pi 1} + \beta_{\pi 2}}{2}. \quad (15)$$

Полученное число лопастей округляют до целого. В насосах со стабильной напорной характеристикой  $z = 6-7$ .

По округленному числу лопастей уточняют угол лопастей на выходе из рабочего колеса:

$$\beta_{\pi 2} = 2 \arcsin \frac{z \left( \frac{d_2}{d_1} - 1 \right)}{6,5 \left( \frac{d_2}{d_1} + 1 \right)} - \beta_{\pi 1}. \quad (16)$$

На основании представленной математической модели был осуществлен расчет насоса ПН-40 таким образом, что все геометрические размеры насоса соответствовали реальным, а коэффициенты в представленной математической модели удовлетворяли номинальным значениям рабочих параметров:  $n = 2700 \text{ мин}^{-1}$ ;  $h = 100 \text{ м}$ ;  $Q = 40 \text{ л/с}$ .

Для реализации данной математической модели использован пакет прикладных программ «MathCAD».

### **Заключение**

Полученные результаты расчетов для известных значений параметров насоса ПН-40 позволяют сделать вывод о возможности использования предложенной математической модели с учетом полученных при ее апробации коэффициентов для проведения оптимизации параметров при реализации режимов работы высокого и нормального давления на одной ступени пожарного центробежного насоса.

### **Литература**

- 1 Суторьма, И. И. Численный эксперимент при исследовании центробежных пожарных насосов / И. И. Суторьма, А. В. Лифанов, Д. М. Скидан // Чрезвычайн. ситуации: образование и наука. – 2007. – № 2 (2). – С. 18–27.
- 2 Суторьма, И. И. Адаптация численного метода решения к математической модели центробежного пожарного насоса / И. И. Суторьма, А. В. Лифанов // Чрезвычайн. ситуации: образование и наука. – 2008. – № 1 (3). – С. 90–96.

*Поступила в редакцию 12.03.2012*

**I. I. Sutorma, A. V. Cherkovsky**

### **METHODS OF MATHEMATICAL MODELING OF CENTRIFUGAL FIRE-PUMPS FOR PROVIDING CONDITIONS OF HIGH AND NORMAL PRESSURE WITH ONE STEP**

The mathematical model for optimization of centrifugal fire-pumps operational characteristics in the implementation of high and normal pressure wit.