

АНАЛИЗ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СХЕМ ЦЕНТРОБЕЖНО-СТРУЙНЫХ СИСТЕМ

Нижников С.А., Романов В.А.

Губкинский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)», Губкин, Россия (309186, Губкин, ул. Комсомольская, 16), e-mail: mgougen@yandex.ru.

Центробежно-струйные системы, в которых осуществляется совместная работа центробежного и струйного насосов, широко используется на предприятиях угольной и горнорудной промышленности. Системы используются для очистки от шлама технологических емкостей: водосборников и приёмных колодцев шахтных водоотливных установок, а также зумпфов стволов, по которым выдаётся полезное ископаемое, очистных сооружений. Кроме того, они используются для создания подпора насосам, работающим в режимах высоких подач, при которых вакуумметрическая высота всасывания недостаточна для бескавитационной работы. Наиболее эффективными являются системы, работающие по следующим схемам питания струйного насоса: 1) с промежуточным отбором жидкости и подачей подпора в область высокого давления рабочего колеса первой ступени; 2) от дополнительного установленного насоса. Система, созданная по варианту 1, отличается простой и, при низком давлении рабочего колеса первой ступени, имеет низкие затраты электроэнергии на работу струйного насоса. Система по варианту 2, как показали, ещё более экономична, однако, для её реализации требуются достаточно высокие капитальные затраты на приобретение, доставку и монтаж комплекта аппаратуры и материалов, включающего: сухую подстанцию для понижения высокого напряжения, пуско-силовую аппаратуру, насосный агрегат, включающий насос, двигатель и раму, аппаратуру автоматизации, трубопровод и управляемую арматуру, фундамент. Технико-экономическое сравнение этих систем показало, что схемы питания струйных насосов оказывают неравнозначное влияние на режимные параметры основных насосов. Схема с питанием от промежуточной ступени снижает подачу системы, а схема с дополнительным насосным агрегатом – повышает. Вследствие таких отличительных особенностей вариантов, схему по варианту 1 рекомендуется использовать при более низких притоках по сравнению со схемой варианта 2.

Ключевые слова: центробежно-струйная система, экономическая эффективность, область высокого давления первой ступени, струйный насос.

ANALYSIS OF HIGHLY EFFECTIVE SCHEMES CENTRIFUGAL JET SYSTEMS

Nizhnikov S.A., Romanov V.A.

Gubkin institute (branch) Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Gubkin, Russia (309186, Gubkin, street Komsomolskaya, 16), e-mail: mgougen@yandex.ru

Centrifugal jet system in which the co-operation of the centrifugal and jet-pump, widely used in the coal and mining industry. The systems are used to clean the sludge from process tanks: water tanks and wells foster mine drainage installations and sumps trunks, which issued minerals treatment plants. In addition, they are used to create backwater pumps working in high innings in which vacuum suction is not sufficient for work without cavitation. The most effective are the system functions as follows power jet pump: 1) with an intermediate fluid extraction and supply in the backwater area of high pressure impeller of the first stage; 2) mounted on an additional pump. The system created by one embodiment, is characterized by simple, and low-pressure first-stage impeller, has low power consumption for operation of the jet pump. The system of embodiment 2, as shown, is even more economical, however, for its implementation requires a fairly high capital costs for the purchase, delivery and installation of a set of equipment and materials, including: dry substation to reduce the high voltage start-up power equipment, pumping units, incorporating pump, motor and frame, automation equipment, piping and control valves, foundation. Technical and economic comparison of these systems has shown that the power supply circuit of jet pumps have unequal effect on the regime parameters of the main pumps. The circuit powered by the intermediate stage lowers the feed system, and a circuit with an additional pump unit - increases. Due to such distinguishing features of the embodiment, the scheme of the embodiment 1 is recommended to use at lower tributaries as compared with the scheme of two variants.

Keywords: centrifugal blasting system, economic efficiency, high pressure area of the first stage, the jet pump.

Центробежно-струйные системы широко применяются на шахтах угольной и горнорудной промышленности. С их помощью чистятся технологические ёмкости: водосборники, приёмные колодцы водоотливных установок, зумпфы стволов, откуда вместе с водой выдаётся мягкая фракция породы, уголь и руда, ёмкости очистных сооружений [2].

Такие центробежно-струйные системы используются для повышения вакуумметрической высоты всасывания насосов, работающих с большими подачами.

Для повышения давления на входе в основной насос, можно было бы применить дополнительный насос с малым напором на выходе. Однако насосов таких на практике нет. Поэтому для согласования параметров входящего в насос потока с параметрами насоса часто используют струйный насос, образующий с центробежными насосами центробежно-струйную систему.

Цель исследования

Целью исследования является определение границ эффективного использования центробежно-струйных систем.

Материалы и методы исследования

Возможны две принципиально различные схемы подключения струйных насосов:

- непосредственно к основному насосу путём подключения к промежуточной ступени, от которой берётся рабочий поток воды, обеспечивающий необходимый напор в область высокого давления колеса для работы насоса в зоне промышленного использования (рис. 1, вариант 1) [6].

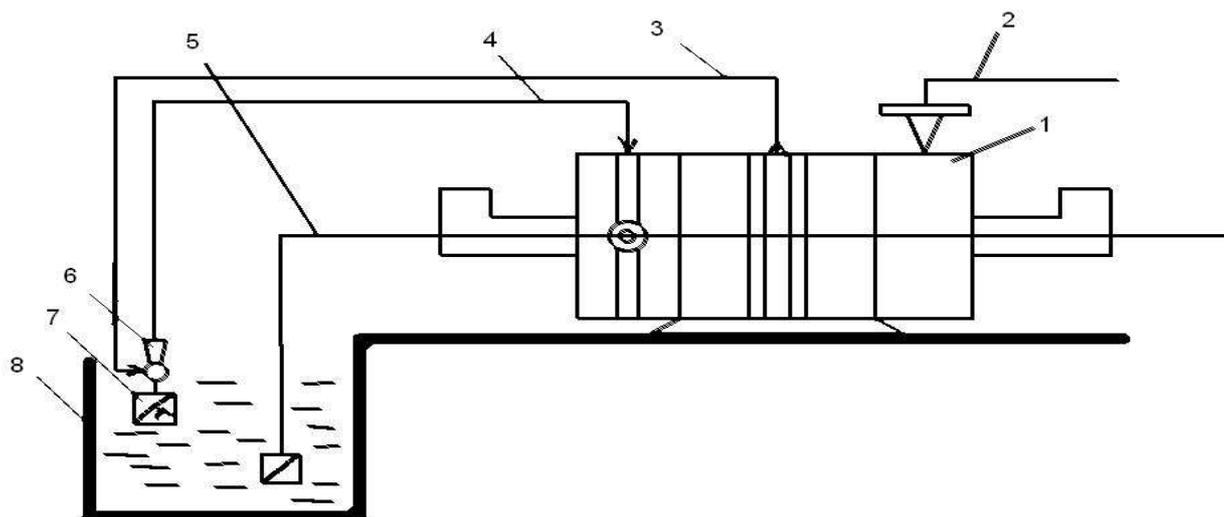


Рис.1. Схема центробежно-струйной системы с подачей напора в область высокого давления колеса первой ступени основного насоса (вариант 1).

I – ступени, работающие с отбором, II – ступени, работающие без отбора

1 – основной центробежный насос, 2 – напорный трубопровод основного насоса, 3 – трубопровод рабочей воды, 4 – напорный трубопровод струйного насоса, 5 – всасывающий трубо-

провод основного насоса, 6 – струйный насос, 7 – всасывающий трубопровод струйного насоса, 8 – водосборник.

– к дополнительному насосу, питающему последовательно соединенный струйный насос (рис. 2, вариант 2) [1].

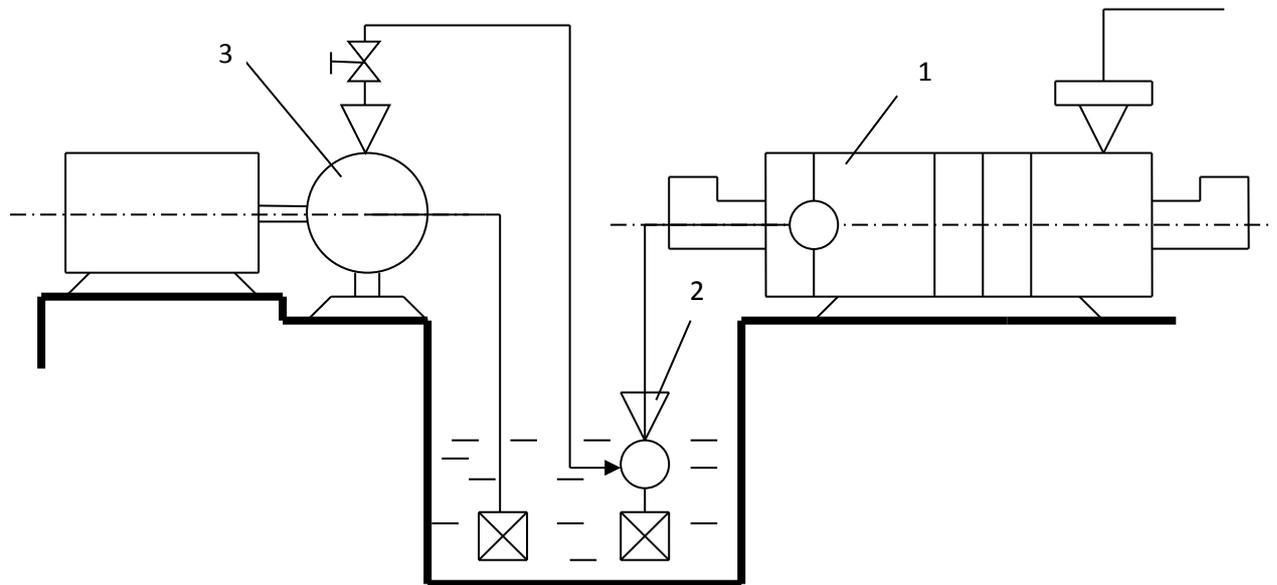


Рис. 2. Схема центробежно-струйной системы с дополнительным насосом (вариант 2).

1 – основной насос, 2 – струйный насос, 3 – дополнительный насосный агрегат

При этом необходимо иметь ввиду, что КПД струйного насоса рассчитывается по формуле [4]:

$$\eta_c = K \cdot (\beta + 1), \quad (1)$$

где η_c – КПД струйного насоса;

K – коэффициент напора, равный

$$K = \frac{H_c}{H_p},$$

где H_c – напор струйного насоса,

H_p – напор рабочего потока воды,

β – коэффициент подачи, равный

$$\beta = \frac{Q_C}{Q_P},$$

где Q_C – подача струйного насоса,

Q_P – расход потока рабочей жидкости.

При этом используется энергия всего рабочего потока, создаваемого дополнительным насосом. А в сравниваемом варианте 1 часть потока отбирается на работу струйного насоса.

Выполним анализ энергетических показателей центробежно-струйных систем варианта 2 и наиболее экономичной системы варианта 1. При одинаковых потребных вакуумметрических высотах всасывания 5 м и начальной подачи обеих систем 340 м³/ч, КПД системы с промежуточным отбором будет:

$$\eta = \frac{g \cdot Q_i \cdot H_i}{3600 \cdot N_i} + \frac{Q_C \cdot H_C}{Q_P \cdot H_P}, \quad (2)$$

где Q_i, H_i – подача и напор центробежного насоса, работающего с отбором,

N_i – мощность насоса,

H_C и Q_C – напор и подача струйного насоса.

Q_P и H_P – подача и напор рабочего потока жидкости [3].

Для сравнения приняты модернизированные насосы, у которых первая ступень развивает напор 10 м в оптимальном режиме.

Недостатками схемы варианта 2 являются капитальные затраты, которые необходимы на приобретение дополнительного оборудования:

- сухой подстанции, понижающей напряжение;
- пуско-силовой аппаратуры;
- аппаратуры автоматизации;
- дополнительного насосного агрегата, например, насоса ЦНС 60-40 с рамой и двигателем;
- труб, приёмного клапана, управляемой (пневматической или электрической) задвижки Ду 150;
- фундамента.

Принимаем насос ЦНС 60-40 200 с одним рабочим колесом и рабочими параметрами $Q = 80$ м³/ч, $H = 18$ м, с некоторым запасом по напору, который снижается в процессе износа в период эксплуатации.

Параметры отбираемой жидкости центробежно-струйной системы выбираем такие, чтобы КПД струйного насоса был максимальным.

Значение коэффициента подачи при этом должно быть не ниже:

$$\beta = (1,5 \div 4)$$

При этом КПД струйного насоса находится в пределах $0,34 \div 0,37$ [4].

Применение варианта 1 и варианта 2 оказывает неравноценное действие на параметры основного насоса.

При отборе жидкости от промежуточной ступени параметры основного насоса снижаются.

Так, при отборе рабочего потока от третьей ступени величиной $20 \text{ м}^3/\text{ч}$, подача расположенных до неё ступеней вырастет, напор насоса снизится, а, следовательно, снизится и подача водоотливной установки. Эту закономерность можно проследить на следующем примере.

Напорная характеристика насоса в рабочей части промышленного использования может быть описана уравнением [1]:

$$H_H = Z \cdot (H_O - B \cdot Q_H^2) \quad (3)$$

где Z – число рабочих колес;

H_O, B – интерполяционные коэффициенты.

Напорная характеристика трубопровода описывается уравнением:

$$H_T = H_\Gamma + a \cdot Q_H^2 \quad (4)$$

Тогда подачу насоса определим решением уравнений 1 и 2:

$$Z \cdot H_O - Z \cdot B \cdot Q^2 = H_\Gamma + a \cdot Q^2;$$

$$\text{откуда } Q = \sqrt{\frac{Z \cdot H_O - H_\Gamma}{Z \cdot B + a}} \quad (5)$$

При промежуточном отборе напорная характеристика насоса состоит из суммы напоров двух частей насоса:

- части I, работающей с отбором, напор которой будет равен:

$$H_I = Z_I \cdot H_O - Z_I \cdot B \cdot (Q_H + Q_{OT})^2, \quad (6)$$

где Z_I – число ступеней, работающих с отбором;

- части II, работающей без отбора, напор которой будет равен:

$$H_{II} = Z_{II} \cdot H_O - Z_{II} \cdot B \cdot Q_H^2, \quad (7)$$

т.е.

$$H_H = Z_I \cdot H_O - Z_I \cdot B \cdot (Q_H + Q_{OT})^2 + Z_{II} \cdot (H_O - B \cdot Q_H^2) \quad (8)$$

Если основными насосами системы являются насосы типа ЦНС 300-120..600 (наиболее широко применяемые на угольных и горнорудных предприятиях), то интерполяционные коэффициенты будут равны: $H_O = 73$, $B = 1,5 \cdot 10^{-4}$.

При суммировании Q_H - рабочей подачи насоса отбираемого потока Q_{OT} , напор H_H - снижается на 3 м. Такой насос может быть модернизирован путём подрезки колеса первой ступени или изготовления специальной первой ступени, а его характеристика при 9 обычных остальных ступенях запишется следующим образом:

$$H_H = 9 \cdot (73 - B \cdot Q^2) + \frac{1}{6} \cdot (73 - B \cdot Q^2), \quad (9)$$

и при подаче $340 \text{ м}^3/\text{ч}$ составит $H_H = 510 \text{ м}$.

Напорный трубопровод примем с параметрами:

- геометрическая высота нагнетания – 490 м;
- сопротивление трубопровода $a = 2,73 \cdot 10^{-4}$.

Для схемы варианта 2 струйный насос, который питается от дополнительного насоса, выбираем наиболее полно отвечающий требованиям, изготавливаемый для работы в шахтных условиях насос типа ЦНС 60-40..200, с напором на 1 колесо, равным 20 м.

Высота всасывания основного насоса типа ЦНС 300-120..600 при подаче $340 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет 3,5 м, а, следовательно, недостающий до 5 м напор в 1,5 м необходимо создать струйным насосом, питающимся от дополнительного насоса.

При подаче дополнительного насоса $80 \text{ м}^3/\text{ч}$, его напор для работы струйного насоса в требуемом режиме достаточен в 18 м, поэтому для работы в системе принимаем указанный выше насос с одним рабочим колесом. Напор системы при этом возрастёт на 1,5 м.

Для системы, выполненной по первому варианту, струйный насос должен подать гидравлическую энергию, достаточную для перевода колеса первой ступени, развивающей напор в 9,3 м при подаче $340 \text{ м}^3/\text{ч}$, в режиме $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ с напором 10 м. Параметрами, обеспечивающими этот режим, будут отбор потока, равный $14 \text{ м}^3/\text{ч}$ с напором 120 м, что обеспечивается при отборе от 3 ступени насоса ЦНС 300-120..600.

Сравнивая мощности, затрачиваемые насосами, путём отношения их величин

$$\bar{N} = \frac{N_1}{N_2}; \quad (10)$$

Находим, что $\bar{N} = 1,8$. Таким образом, схема 2 почти в 2 раза экономичнее и позволяет сэкономить в год $58\,400 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ электроэнергии. Однако на её реализацию потребуется до 700 тыс. руб., что может окупиться только через 3–4 года.

Для потребной величины допустимой вакуумметрической высоты всасывания и напоры различаются незначительно, но для больших высот всасывания она достигает значительной величины.

Результаты исследования

Из проведенного анализа можно сделать вывод, что, несмотря на высокие капитальные расходы на реализацию схемы варианта 2, она более предпочтительна при высоких притоках водоотливных установок, так как струйный насос в этом случае повышает подачу.

Недостатком центробежно-струйной системы, выполненной по варианту 1, является ограниченность её применения. Она может применяться лишь в пределах допустимых вакуумметрических высот всасывания, максимальное значение которых не превышает 7 м, тогда как система, выполненная по варианту 2, не имеет ограничений.

Список литературы

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: учебник для вузов. – М.: Недра, 1987. – С. 146–263.
2. Гришко А.П., Шелоганов В.И. Стационарные машины и установки: учебное пособие для вузов. – М.: Горная книга, 2007. – С. 264–286.
3. Лепешкин А.В. и др. Гидравлика и гидропривод. Ч. 2. – М.: МГИУ, 2005. – С.80.
4. Подвидз Л. Г. КПД насосного агрегата с эжекторным бустером // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1978. – № 8. – С. 6–8.
5. Романов В.А., Нижников С.А. Обеспечение бескавитационных условий насосов главного водоотлива шахт // Современные системы образования. – 2014. – № 6.
6. Романов В.А., Нижников С.А. Повышение экономичности центробежно-струйной системы // Современные системы образования. – 2015. – № 1.
7. Техническое описание и инструкция по эксплуатации насоса центробежного секционного ЦНС 300-120...600. ЗАО «Русская горно-насосная компания», г. Ясногорск, Тульской обл., 2014 г.

Рецензенты:

Пастухов А.Г., д.т.н., профессор, зав. кафедрой ТМиКМ, ФГБОУ ВПО Белгородский ГАУ, г. Белгород;

Кобелев Н.С., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Теплогазоводоснабжение», ФГБОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск.