

УДК 622.532

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ

Долганов А. В., Попов Ю. В., Тимухин С. А., Пискарев А. Н.

На современном этапе развития горной техники требуется создание и освоение промышленного производства технологичного, однотипного и унифицированного насосного оборудования, отвечающего всем основным требованиям горного производства. Этим требованиям и условиям в наибольшей степени, по мнению авторов, отвечают центробежные секционные насосы, создаваемые на основе двухпоточной гидравлической схемы. В статье обосновано, что диапазоны подач и напоров двухпоточных секционных насосов, создаваемых на элементной базе существующих однопоточных, составляет соответственно 26–2000 м<sup>3</sup>/ч и 110–650 м. Следовательно, они в полной мере могут заменить менее совершенные в техническом отношении спиральные насосы (исходя из покрытия полей потребных водоотливных режимов шахт и рудников).

**Ключевые слова:** шахтные секционные насосы; подача; напор; сравнительная оценка; ремонтпригодность.

Значительное разнообразие гидрогеологических и горнотехнических условий шахт, рудников и карьеров предполагает применение самых разнообразных типов и конструкций шахтных центробежных насосов. Так, для обводненных месторождений в сложных гидрогеологических условиях применяются, в основном, мощные спиральные насосы, а для главных водоотливов глубоких горизонтов – высоконапорные секционные однопоточные насосы различных типоразмеров [1, 2]. С учетом участкового, проходческого, зумпфового и других водоотливов шахт и карьеров разнообразие насосного оборудования становится еще более значительным, что, в конечном счете, негативно отражается на всем процессе горного производства. Многолетний опыт эксплуатации насосного оборудования позволил установить основные преимущества и недостатки применяемых насосов. У спиральных насосов это невозможность изменения напора числом рабочих колес, нетехнологичность и сложность изготовления, значительные массогабаритные показатели и невозможность изготовления на большие напоры (реально не более 360–400 м), главным образом, из-за трудности гер-

метизации горизонтального разреза. У секционных насосов это низкая надежность и ремонтпригодность, главным образом, из-за крайне неудовлетворительной работы гидравлических разгрузочных устройств [3, 4]. Кроме того, секционные насосы достаточно сложно изготавливать на большие подачи (самый крупный секционный насос ЦНСГ-850-240...960 имеет номинальную подачу 850 м<sup>3</sup>/ч; для сравнения – шахтные спиральные насосы имеют подачу 2000 и более м<sup>3</sup>/ч).

В трудах известного специалиста в области рудничного водоотлива профессора В. М. Попова [1] отмечается, что основным направлением технического прогресса в области рудничного насосостроения является повышение технико-экономических показателей насосов существующих типоразмеров и создание новых типов насосов в соответствии с развитием смежных отраслей промышленности. Не менее важными, по мнению В. М. Попова, являются также вопросы обеспечения дальнейшего увеличения сроков непрерывной работы насосов без текущего и капитального ремонтов.

Очевидно, что на современном этапе развития горной техники требуется создание

и освоение промышленного производства технологичного, однотипного и унифицированного насосного оборудования, отвечающего всем основным требованиям горного производства. Этим требованиям и условиям в наибольшей степени, по нашему мнению, отвечают центробежные секционные насосы, создаваемые на основе двухпоточной гидравлической схемы. Первые попытки разработки таких насосов относятся еще к 50-м годам XX века, когда на Украине (Горловка) создавался насос типа ГМС (Горловский, мощный, стационарный) [5]. Рабочие колеса в этом насосе впервые были расположены в двух одинаковых группах с подводом к ним воды с противоположных сторон. Теоретически в таком насосе за счет симметричного расположения рабочих колес осевые силы ротора должны были полностью уравниваться. Однако неудачное конструктивное решение выходной части насоса обусловило перетоки воды между последними рабочими колесами, что явилось причиной недостаточного уравнивания осевых сил. Поэтому на радиально-упорные подшипники насосов передавалась значительная нагрузка, приводящая их к быстрому износу. Вследствие этого, а также из-за стремления создать универсальный насос, в котором группы секций могли быть соединены как последовательно, так и параллельно (что, естественно, значительно усложняло конструкцию), данная попытка создания секционного двухпоточного насоса была признана неудачной и не получила дальнейшего развития.

Однако на основе весьма значительного опыта разработки, конструирования и освоения широкого серийного производства шахтных центробежных насосов на самые разнообразные диапазоны подач (до 2000–2500 м<sup>3</sup>/ч) и напоров (до 1700–1900 м) создались необходимые предпосылки для создания секционных двухпоточных насосов, практически не имеющих отмеченных выше недостатков. В том числе самого главного для однопоточных насосов – несовершенного способа (и устройства) компенсации осевой силы, которая в двухпоточных насосах устраняется наиболее эффективно симметричным расположением рабочих колес.

Для снижения затрат и ускорения промышленного производства создание двухпоточных насосов на первом этапе может осуществляться на элементной базе однопоточных (секций с рабочими колесами одностороннего всасывания, лопаточными отводами с переводными каналами и направляющими аппаратами; всасывающих торцевых крышек с гидрозатворами и сальниковыми уплотнениями; валов и стяжных болтов). При реализации такого подхода не требуется значительного технического перевооружения производства, и поэтому освоение нового поколения насосной техники может осуществляться с минимальными временными и материальными затратами.

В табл. 1 приведены основные технические характеристики предполагаемого типаорядка двухпоточных секционных насосов, создаваемых на элементной базе однопоточных.

Таблица 1

Основные технические характеристики типаорядка двухпоточных насосов

Элементная база разработки и освоения производства	Технические данные двухпоточных насосов				
	Типоразмер насоса	Напор, м (max)	Подача в рабочей зоне, м <sup>3</sup> /ч	Мощность, кВт (max)	КПД, %
Однопоточный насос ЦНС 13-70...350	ЦНСД 26-70...175	175	16–38	20	69
ЦНС 38-44...220	ЦНСД 76-44... 110	110	56–96	45	70
ЦНС(к) 60-66...330	ЦНСД(к) 120-66...165	165	96–160	100	70
ЦНС 105-98...490	ЦНСД 210-98... 245	245	160–260	250	73
ЦНС(к) 180-85...425	ЦНСД (к) 360-85...212	212	260–440	320	75

Элементная база разработки и освоения производства	Технические данные двухпоточных насосов				
	Типоразмер насоса	Напор, м (max)	Подача в рабочей зоне, м <sup>3</sup> /ч	Мощность, кВт (max)	КПД, %
ЦНС (к) 180-500...900	ЦНСД(к) 360-300...500	500	260-440	800	76
ЦНС(к) 300-120...600	ЦНСД(к) 600-120...300	300	440-760	800	73
ЦНС(к) 300-650...1300	ЦНСД(к) 600-390...650	650	440-760	1600	75
ЦНС 500-160...880	ЦНСД(к) 1000-160...440	440	760-1240	1600	77
ЦНС 850-240...960	ЦНСД 1700-240...480	480	1280-2000	3150	76

Анализ табл. 1 показывает, что диапазоны подач и напоров двухпоточных секционных насосов, создаваемых на элементной базе существующих однопоточных, составляют соответственно 26–2000 м<sup>3</sup>/ч и 110–650 м. Следовательно, они в полной мере могут заменить менее совершенные в техническом отношении спиральные насосы (исходя из покрытия полей потребных водоотливных режимов шахт и рудников). Так, например, базовый для шахт ОАО «Севуралбокситруда» спиральный насос 14М8х4 (ЦН 900-360) с номинальной подачей 600 м<sup>3</sup>/ч может быть полноценно заменен на двухпоточный секционный ЦНСД 600-260...650.

Однако для всесторонне обоснованного принятия решений по этому вопросу необходима дополнительная сравнительная технико-экономическая оценка рассматриваемых вариантов насосного оборудования. Выполним ее по следующей группе критериев: удельной энергоемкости  $q_1$  (кВт/м<sup>4</sup>/ч); удель-

ной металлоемкости  $q_2$  (кг/м<sup>4</sup>/ч); удельной габаритности  $q_3$  (м<sup>3</sup>/м<sup>4</sup>/ч), а также по КПД и коэффициенту быстроходности  $n_c$ .

Значения  $q_1$  (кВт/м<sup>4</sup>/ч),  $q_2$  (кг/м<sup>4</sup>/ч) и  $q_3$  (м<sup>3</sup>/м<sup>4</sup>/ч) определялись по следующим выражениям:

$$q_1 = \frac{N_{\text{эф}}}{Q_{\text{н}} H_{\text{н}}} H = \frac{N_{\text{эф}}}{Q_{\text{н}}} H_{\text{н}}; \quad (1)$$

$$q_2 = \frac{G_{\text{нас}}}{H_{\text{н}} Q_{\text{н}}}; \quad (2)$$

$$q_3 = \frac{V_{\text{нас}}}{H_{\text{н}} Q_{\text{н}}}; \quad (3)$$

где  $N_{\text{эф}}$ ;  $G_{\text{нас}}$ ;  $V_{\text{нас}}$  – соответственно эффективная мощность (на валу); масса насоса; объем, занимаемый насосом;  $Q_{\text{н}}$ ;  $H_{\text{н}}$  – номинальные значения подачи и напора.

Результаты данных расчетов сведены в табл. 2, откуда следует, что:

– по удельной энергоемкости сравниваемые варианты примерно равноценны;

Таблица 2

Сравнительные технические данные спиральных и секционных двухпоточных насосов

№	Типоразмер насоса	Номинальная подача $Q_{\text{н}}$ , м <sup>3</sup> /ч	Номинальный напор $H_{\text{н}}$ , м	Мощность на валу, кВт	Масса насоса, кг	Удельная мощность, кВт/м <sup>4</sup> /ч	Удельная металлоемкость, кг/м <sup>4</sup> /ч	Удельная габаритность, м <sup>3</sup> /м <sup>4</sup> /ч	КПД насоса, %	Коэффициент быстроходности	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
<i>Спиральные насосы</i>											
1	ЦН-400-210	450	140	257	2800	$0,40 \cdot 10^{-2}$	$4,4 \cdot 10^{-2}$	$0,21 \cdot 10^{-2}$	74	117	1450
2	ЦН-900-360	600	380	1050	9200	$0,46 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$0,2 \cdot 10^{-2}$	81	71	1450
3	ЦН-1000-180	1000	180	650	2340	$0,36 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$0,26 \cdot 10^{-2}$	72	94	1450
4	ЦН-1200-310	1200	240	1000	10000	$0,35 \cdot 10^{-2}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$0,34 \cdot 10^{-2}$	72	142	1450
5	8НД-10х5	300	420	500	2400	$0,39 \cdot 10^{-2}$	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$0,32 \cdot 10^{-2}$	73	117	2950
<i>Секционные двухпоточные насосы</i>											
6	ЦНСД-120-165	120	165	82	405	$0,41 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$0,19 \cdot 10^{-2}$	70	142	2950

№	Типоразмер насоса	Номинальная подача $Q_n$ , м <sup>3</sup> /ч	Номинальный напор $H_n$ , м	Мощность на валу, кВт	Масса насоса, кг	Удельная мощность, кВт/м <sup>3</sup> /ч	Удельная металлоемкость, кг/м <sup>3</sup> /ч	Удельная габаритность, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> /ч	КПД насоса, %	Коэффициент быстроходности	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
7	ЦНСД-210-245	210	245	216	958	$0,42 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$\frac{0,1}{3} \cdot 10^{-2}$	73	139	2950
8	ЦНСД-360-212	360	121	294	1680	$0,38 \cdot 10^{-2}$	$2,3 \cdot 10^{-2}$	$0,13 \cdot 10^{-2}$	75	101	1450
9	ЦНСД-360-450	360	450	595	1580	$0,36 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$0,053 \cdot 10^{-2}$	76	105	2950
10	ЦНСД-600-300	600	300	721	2278	$0,4 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$0,083 \cdot 10^{-2}$	75	100	1450
11	ЦНСД-1000-440	1000	440	1661	5364	$0,38 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$0,070 \cdot 10^{-2}$	77	103	1450
12	ЦНСД-1700-480	1700	480	3078	7149	$0,38 \cdot 10^{-2}$	$0,9 \cdot 10^{-2}$	$0,050 \cdot 10^{-2}$	76	99	1450

– по удельной металлоемкости секционные двухпоточные насосы примерно в 2,0 раза превосходят спиральные;

– по удельной габаритности – в 2,5 раза;

– по надежности и ремонтпригодности секционные двухпоточные насосы имеют примерно такие же показатели, как и спиральные насосы;

– по величине КПД сравниваемые варианты примерно равноценны (здесь следует заметить, что за счет устранения из схемы разгрузочного устройства снижаются весьма значительные присущие им объемные и механические потери и повышается КПД насоса в

целом на 4–5 % [6]);

– по удельной быстроходности сравниваемые варианты различаются незначительно: в обоих случаях рабочие колеса относятся к нормальным при незначительно большем значении ( $\approx$  на 6 %) этого показателя у двухпоточных насосов.

В целом сравнительная оценка наглядно иллюстрирует преимущества секционных двухпоточных насосов, что в комплексе с другими их характеристиками свидетельствует о перспективности и технико-экономической целесообразности их разработки и широкого промышленного освоения.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов В. М. Водоотливные установки: справ. пос. М.: Недра, 1990. 254 с.
2. Стационарные установки шахт / под ред. Б. Ф. Братченко. М.: Недра, 1977. 440 с.
3. Тимохин Ю. В., Паламарчук Н. В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь. Стационарное оборудование шахт: сб. науч. трудов ВНИИГМ им. М. М. Федорова. Донецк, 1987. С. 144–122.
4. Тимохин Ю. В. Исследование и совершенствование гидравлических разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВЗПИ, 1990. 15 с.
5. Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Углетехиздат, 1958. 580 с.
6. О разработке шахтных центробежных двухпоточных секционных насосов / Тимохин С. А. [и др.] // Изв. УГГУ. 2014. № 2(34). С. 39–41.

Поступила в редакцию 15 января 2015 г.

**Долганов Алексей Владимирович** – кандидат технических наук, доцент кафедры горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: AV.Dolganov@yandex.ru

**Попов Юрий Владимирович** – доктор технических наук, заведующий кафедрой горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: Yuriy.Popov@m.ursmu.ru

**Тимохин Сергей Андреевич** – доктор технических наук, профессор кафедры горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

**Пискарёв Алексей Николаевич** – начальник технического отдела. 300028, г. Тула, ул. Болдина, 94, ООО «Линк-Продукт», оф. 218. E-mail: to@linkprodukt.ru