

БИРОТОРНЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВОДООТВЕДЕНИЯ

И.В. Николенко, *д-р техн. наук, профессор;*

Е.Н. Шевцов*, *канд. техн. наук, доцент*

*Национальная академия природоохранного и курортного строительства,
г. Симферополь;*

** Одесский государственный аграрный университет, г. Одесса*

Описана схема работы и представлены расчетные зависимости для определения основных параметров бироторных насосов. Приведены преимущества бироторных насосов в системах водоснабжения и водоотведения по сравнению с центробежными.

Описана схема роботи, подані розрахункові залежності для визначення основних параметрів біроторних насосів. Наведені переваги біроторних насосів у системах водопостачання та водовідведення порівняно з відцентровими.

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы подачи больших расходов воды имеют важное значение для коммунального хозяйства в системах водоснабжения и водоотведения, а также для многих отраслей промышленности, в частности, угольной, химической, металлургической и энергетической.

Насосы для перекачки воды являются древнейшими из существующих машин. Насосы с ручным приводом строились еще в Древней Греции более 2000 лет тому назад и имели основные элементы, применяемые в современных конструкциях. В настоящее время для перекачки воды используют в основном центробежные насосы, которые были созданы еще в семнадцатом веке, но нашли промышленное применение лишь после появления в двадцатом веке качественных быстроходных электродвигателей.

Широкое применение центробежных насосов в системах перекачки воды обуславливается простотой их конструкции, возможностью обеспечения больших подач, а также возможностью перекачки загрязненных жидкостей с различными свойствами и характеристиками.

Главным недостатком центробежных насосов является низкий КПД, составляющий для большинства конструкций не более 70%, что обусловлено принципом их работы. Другим существенным недостатком центробежных насосов является отсутствие жесткости напорной характеристики, приводящее при изменении подачи к существенному изменению напора и КПД. Кроме того, высоконапорные центробежные насосы, особенно секционные, имеют большие габариты, массу, а следовательно, высокую стоимость, трудоемкость монтажа, эксплуатации и ремонта.

Снижение габаритов и массы насосов, повышение и стабилизация значений КПД насосных агрегатов даст значительное снижение стоимости изготовления и экономию энергии при эксплуатации. Для реализации этих задач требуются создание и внедрение в производство современных гидравлических агрегатов новых конструкций. Применение энергосберегающих технологий и конструкций является одним из приоритетных направлений развития оборудования систем водоснабжения и водоотведения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Одной из основных проблем систем водоснабжения и водоотведения Украины является избыточное, неэффективное использование материальных и энергетических ресурсов. Энергетическая составляющая в себестоимости питьевой воды и очистки сточных вод в Украине составляет до 50%, а потребление электроэнергии в водопроводно-канализационном хозяйстве составляет почти 3,5 млрд кВт-час [1]. В связи с применением морально устаревшего, изношенного оборудования, работой насосных станций в неоптимальном режиме, потери питьевой воды во время ее транспортирования и распределения в среднем по стране превышают 32%, а непродуктивные расходы электроэнергии составляют не менее 25%.

Для перекачивания питьевой воды и стоков, а также на их очистку тратится основная часть электроэнергии, которая в подавляющем большинстве систем водоснабжения и водоотведения используется неэффективно по следующим причинам:

- несоответствие характеристик насосов гидравлическим условиям сетей с установкой, как правило, насосов избыточной мощности;
- использование центробежных насосов с большими габаритами и массой, низким уровнем КПД, выработавших свой ресурс или конструктивно несовершенных и низкокачественных [1].

Применение принципиально новых конструкций насосов для перекачки воды является одним из путей решения проблем повышения эффективности функционирования систем водоснабжения и водоотведения. Одними из таких конструкций являются объемные бироторные насосы, которые обеспечивают снижение габаритов и массы, стабилизацию КПД в широком диапазоне параметров [2]. Перспективность этого направления подтверждают зарубежные исследования и разработки последних лет в области насосостроения [3].

Объемный гидропривод широко используется во многих отраслях народного хозяйства. Основными агрегатами такого привода являются объемные насосы и гидродвигатели. Отличительным признаком работы объемных насосов является их жесткая напорная характеристика, то есть практически постоянная подача вне зависимости от напора, высокое рабочее давление, достигающее 32 МПа и более, а также высокие значения КПД, до 90% в широком диапазоне параметров. Поэтому объемные насосы основное применение получили в объемном гидроприводе, который используется в машинах и оборудовании различных отраслей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Бироторные насосы относятся к шестеренным гидромашинам внутреннего зацепления с зубьями специального профиля. В таких насосах во вращательном движении двух зубчатых колес совершается относительно двух неподвижных параллельных осей (двух роторов). Поэтому такие насосы получили название бироторные. Внутреннее зубчатое колесо с внешними зубьями и внешнее – с внутренними зубьями размещены эксцентрично. Число зубьев внутреннего зубчатого колеса всегда на единицу меньше, чем у внешнего.

Схема внутреннего зацепления бироторного насоса показана на рис.1. Рабочие камеры переменного объема насоса, в которых происходит преобразование механической энергии в гидравлическую, располагаются между смежными парами сопряженных зубьев. Профили зубьев внутреннего зацепления бироторного насоса выбираются из условий обеспечения непрерывной линии зацепления БВ. обеспечивается неразрывностью линии контакта сопряженных профилей зубьев, по

крайней мере, в зоне пересечения линии зацепления БВ с линией центров А-А.

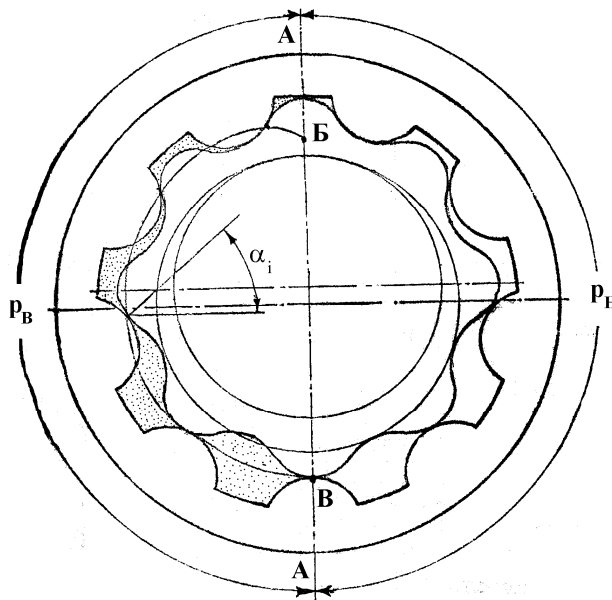


Рисунок 1 - Схема внутреннего зацепления бироторного насоса

Линия центров в таких насосах в отличие от насосов планетарных всегда неподвижна и разделяет рабочие полости на две симметричные части, в которых действуют соответственно давление нагнетания p_n и давление всасывания p_v . Поэтому распределение жидкости в полости высокого и низкого давления обеспечивается за счет неподвижного торцевого распределителя с окнами специальной формы, к которым подводятся трубопроводы всасывания и нагнетания.

Форма профилей зубчатого зацепления в значительной мере определяет рабочее давление, долговечность и КПД насоса. В качестве профилей зубьев бироторного насоса применяются различные кривые: отрезки логарифмических спиралей, циклоидальные кривые, их эквидистанты, внутренние или внешние огибающие этих кривых. При выборе сопрягаемых профилей сложность заключается в том, что герметичность в зоне пересечения линии центров А-А – при переходе рабочих камер из полости высокого давления в полость низкого и наоборот обеспечивается в случае надежного контакта зубьев. При этом нормальные нагрузки в зубьях распределяются пропорционально $\cos \alpha_i$ и их жесткости, где α_i - угол зацепления.

Повышение технического уровня бироторных насосов направлено на повышение их нагрузочной способности, долговечности и КПД, что в основном связано с совершенствованием геометрии и конструкции внутреннего зубчатого зацепления. Корректировка исходных теоретических профилей зубьев является одним из эффективных способов повышения характеристик насосов. В работах [4,5] приведено теоретическое обоснование применения различных профилей, а также установлены основные параметры, характеризующие геометрию зацепления с циклоидально-круговым профилем.

Бироторные насосы с циклоидально-круговым зацеплением среди объемных насосов отличаются малыми габаритами и массой, простотой конструкции, высокой ремонтпригодностью и надежностью. Рабочий объем такого насоса определяется по зависимости

$$q = 2D_e \cdot b \cdot e \cdot z \cdot \sin(\pi/z), \quad (1)$$

где D_e - диаметр выступов цилиндрических зубьев;

b - ширина зубчатых колес;

e - эксцентриситет зубчатой пары;

z - число цилиндрических зубьев.

В зависимости от того, на каком из зубчатых колес (внешнем или внутреннем) размещены цилиндрические зубья, диаметр размещения их выступов определяется по зависимости $D_e = 2 \cdot (R \mp r)$, где R - радиус размещения центров цилиндрических зубьев, r - радиус цилиндрических зубьев.

Подача бироторного насоса очень мало зависит от давления и находится по формуле

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_o, \quad (2)$$

где n - частота вращения вала;

η_o - объемный КПД насоса.

Следует заметить, что объемный КПД бироторного насоса, является стабильным и составляет порядка 0,9 - 0,95 .

Повышение давления насоса в полости нагнетания определяется по зависимости

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot M}{q} \cdot \eta_{gm}, \quad (3)$$

где M - момент на валу насоса,

η_{gm} - гидромеханический КПД, который в диапазоне рабочих параметров также остается стабильным в диапазоне 0,92 - 0,96.

Бироторные насосы не нашли широкого применения в объемном гидроприводе в связи относительно низким максимальным рабочим давлением, которое обычно не превышает 10 МПа, что существенно ниже уровня рабочих давлений, принятых в настоящее время в объемном гидроприводе. Однако данное давление вполне достаточно для замены центробежных насосов в системах водоснабжения и водоотведения. Являются несомненными такие преимущества объемных насосов, как постоянство подачи и высокий КПД в широком диапазоне напоров, что позволяет эффективно использовать бироторные насосы в автоматически управляемых насосных станциях.

В таблице 1 приведены параметры рекомендуемых типоразмеров водяных бироторных насосов при частоте вращения вала 1500 об/мин и полных КПД в диапазоне 75 - 85% в сравнении с аналогами - секционными центробежными насосами типа ЦНС при одинаковых напорах и подачах. Анализ приведенных параметров показывает, что число типоразмеров бироторных насосов в сравнении с аналогичными секционными центробежными насосами уменьшается с 48 до 5.

В связи с простотой конструкции бироторных насосов их габариты, масса и стоимость при серийном производстве будут существенно ниже, чем у традиционно применяемых центробежных, а с учетом повышенного

значения КПД в широком диапазоне параметров общая эффективность применения бироторных насосов становится еще выше.

Таблица 1 - Типоразмеры водяных бироторных насосов

Типо-размер	Подача, м ³ /час	Напор, м	Габариты, мм		Масса, кг	Потребляемая мощность, кВт	Аналоги
			Диаметр	Длина			
БН - 1,2	105	98	250	300	90	35	ЦНС-105-98
		
		490				179	-105-490
БН - 1,4	120	37	270	400	145	15	ЦНС-120-37
		
		168				70	-120-168
БН - 2,0	180	85	300	500	220	53	ЦНС-180-85
		
		680				425	-180-680
БН-2,25	200	53	300	520	230	37	ЦНС-200-53
		
		264				183	-200-264
БН - 3,2	300	120	350	550	330	125	ЦНС-300-120
		
		600				625	-300-600

ВЫВОДЫ

Возможность и эффективность применения бироторных насосов для перекачки воды в системах водоснабжения и водоотведения основывается на следующих преимуществах.

Современный уровень технологии машиностроения позволяет с достаточной точностью изготавливать зубчатые пары бироторных насосов, чем обеспечивается высокое качество их изготовления, в том числе из современных неметаллических материалов. Конструкция зубчатых колес обеспечивает высокую ремонтпригодность насосов и позволяет производить текущий ремонт шестерен непосредственно на насосной установке.

При применении внутреннего зацепления скорость относительного перемещения рабочих поверхностей колес снижается в число раз, равное числу зубьев шестерни. Например, при числе оборотов электродвигателя

1500 об/мин и числе зубьев шестерни 10 - 11 относительная скорость гидроабразивной среды будет примерно в 10 раз ниже, чем скорость среды в центробежном насосе, а следовательно, уменьшится абразивный износ механизма, что особенно важно при перекачивании сточных вод с большим количеством примесей.

В сравнении с центробежными насосами одинаковой подачи и напора бироторные насосы имеют габариты в 2 - 4 раза и массу в 2 - 5 раз меньше, а повышение КПД на 10 - 15% обеспечивает снижение установочной мощности электродвигателя, что соответственно снижает стоимость всей насосной станции.

Стабильное значение КПД на уровне 75 - 85% в широком диапазоне напоров уменьшает потребление электроэнергии насосными станциями минимум на 10 - 15%, а в диапазоне повышения напоров либо снижения подач более чем на 20% значение повышения КПД может достигать 20 - 40%.

Учитывая особенности конструкции объемных гидромашин, число типоразмеров бироторных насосов в сравнении с центробежными уменьшается с 48 до 5, что существенно снижает сроки проектирования, подготовки производства, а также обеспечит дополнительное снижение затрат при эксплуатации и ремонте. Величина подачи насоса пропорциональна частоте вращения приводного двигателя, что позволяет получить бесконечное число характеристик насосов и расширить возможности выбора оптимальных параметров при проектировании систем для перекачки воды, а также систем управления.

Простота конструкции обеспечит снижение стоимости изготовления серийных насосов не менее чем на 30 - 40% по сравнению с центробежными.

SUMMARY

BICIRCLULAR PUMPS FOR THE INCREASE OF POWER EFFICIENCY OF WATER SUPPLY AND SEWAGE SYSTEMS

*I.V. Nikolenko, E. Shevtsov**

National Academy of Nature Protection and Resort Development, Simferopol

** Odessa State Agrarian University, Odessa*

Principle of work is described and calculation dependences are presented for determination of basic parameters of bicirclular pumps. Advantages of bicirclular pumps in the water supply and sewage systems compared to centrifugal ones are given.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Асоціація водопровідно-каналізаційного господарства України. Щодо стану та проблем функціонування водопровідно-каналізаційного господарства України за підсумками роботи у 2006-2007 роках // Вісник Академії будівництва України. - 2008. - № 18. - С. 183-189.
2. Шевцов Е.Н., Николенко И.В. Применение бироторных насосов в системах перекачки воды в шахтах // Тр. Одесского политехнического ун-та: Научный и производственно-практический сб. по техн. и естеств. наукам. - Одесса: ОГПУ, 2002. - Спец. вып. - С.67-68.
3. Stryczek J. Gerotor und Orbitmaschinen Projektierungsgrundlagen // Olhydraulik und Pneumatik. - 2003. - № 10.
4. Шевцов Е.Н. К геометрии внутреннего зубчатого зацепления с трохойдно- круговыми профилями зубьев // Аграрний вісник Причорномор'я. - 2006. - Вип. 34. - С. 60-66.
5. Шевцов Е.Н. К определению нормальных нагрузок в орбитальном гидромо-торе // Промислова гідроліка і пневматика. - 2008. - №2(20). - С.57-59.

Поступила в редакцию 16 февраля 2009 г.