

ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ

А. О. Ислентьев, Е. О. Чураков

Features of creating mine sectional double-flow pumps

A. O. Islent'ev, E. O. Churakov

The subjects of examination are mine sectional centrifugal double-flow pumps. The main advantage of such pumps in comparison with the single-flow ones is a lack of hydraulic unloading device that allows unloading the axial forces of the pump. This entails increasing the number of indicators. It raises the question of the the features of creation of these pumps.

One of the key requirements in the development of dual-flow pumps is providing identical conditions, favorable from the point of hydraulic view, for the fluid inlet on the first impellers of both groups of sections, and its exit from the last impellers, which implies a special attention to the structure of the this parts of the pump. Since the original version of the design involves the use of element base of single-flow pumps of centrifugal sectional pumps type and suction components of structure remain fairly perfect, consideration of the unique part of the dual stream pump, namely the decreasing space is the main purpose of the work. Authors consider in detail the process of transition of the liquid from the last impellers to the decreasing space (further liquid enters the conduit), since it has a great influence on the efficiency of the output portion and the whole pump. The relationship between the resistance of individual transfer channels and the average fluid velocity through them is shown.

Through theoretical methods and transformation of formulas, we can derive the relative pressure losses in the transfer channels, which is a dimensionless quantity. They are defined only by the pump construction geometry and the velocity distribution in the channels and chambers of scapular outlets. The study results allow us to assume that the relative value of pressure losses in the base sample pump (originally produced) can be extended to the whole series of types of such pumps.

Keywords: double-flow mine pumps; requirements; pressure; losses; decreasing space.

Объектом рассмотрения статьи являются шахтные секционные центробежные двухпоточные насосы. Основным преимуществом таких насосов по сравнению с однопоточными является отсутствие гидравлического разгрузочного устройства, позволяющее разгрузить осевые силы насоса. Это влечет за собой повышение ряда показателей. Поднимается вопрос особенностей создания таких насосов.

Одним из основных требований при разработке двухпоточных насосов является обеспечение идентичных, благоприятных с точки зрения гидравлики условий входа жидкости на первые рабочие колёса обеих групп секций, а также её выхода с последних колёс, что предполагает особое внимание к конструкциям этих узлов насоса. Поскольку первоначальный вариант конструкции подразумевает использование элементной базы однопоточных насосов типа ЦНС и всасывающие узлы конструкции остаются достаточно совершенными, рассмотрение уникальной части двухпоточного насоса, а именно нагнетательной полости является основной целью проведенной работы.

Подробно рассмотрен процесс перехода жидкости от последних рабочих колёс в полость нагнетания (где далее жидкость поступает в трубопровод), так как он оказывает большое влияние на эффективность выходной части и всего насоса в целом. Показана связь между со-

противлениями отдельных i -х переводных каналов и средней скорости движения жидкости по ним. Теоретическим методом, путём преобразования формул выводятся относительные потери давления в переводных каналах, которые являются безразмерной величиной. Они определяются только геометрией конструкции насоса и распределением скоростей в каналах и камерах лопаточных отводов. Результаты исследования дают нам возможность предположить, что значение относительных потерь давления базового образца насоса (первоначально изготовленного) может быть распространено на весь типоряд таких насосов.

Ключевые слова: шахтные двухпоточные насосы; требования; давление; потери; полость нагнетания.

К шахтным центробежным насосам главного и участкового водоотлива при их разработке предъявляются следующие основные требования: высокая степень совершенства базовой гидравлической схемы насоса, значение максимального КПД не менее 0,8–0,82, простота регулирования, технологичность изготовления, наработка до капитального ремонта не менее 6500 ч и другие. Гидравлические схемы таких насосов, как правило, не должны предус-

матривать дорогостоящих узлов, усложняющих проточную часть насоса, снижающих его надежность, увеличивающих материалоемкость и трудоёмкость изготовления.

В наибольшей степени всем этим требованиям отвечают двухпоточные секционные насосы, создаваемые на элементной базе однопоточных насосов [1, 2]. Разделив проточную часть насоса на две одинаковые группы симметрично расположенных по отношению друг к другу секций, подвод жидкости к которым осуществляется с противоположных сторон (через всасывающие патрубки одинаковых всасывающих торцевых крышек), а отвод – через общий нагнетательный патрубок в центре проточной части, можно получить секционный насос со всеми его преимуществами: технологичностью изготовления, минимальными показателями материалоемкости и массогабаритности, простотой способа регулирования напора (изменением количества секций) и др. При этом увеличению КПД, надежности и долговечности насоса будет способствовать устранение из его схемы гидравлического разгрузочного устройства (гидропьяты) и использование для компенсации осевой силы наиболее совершенного способа – симметричного расположения рабочих колёс. Кроме того, устранение из схемы двухпоточного насоса нагнетательной крышки с нагнетательным патрубком и практически полное использование всей элементной базы однопоточных насосов повышает унификацию узлов насоса и технологичность его изготовления. Следовательно, двухпоточные секционные насосы отвечают практически всем отмеченным выше, достаточно жестким требованиям, предъявляемым к данному виду горной техники.

Здесь следует отметить, что разработка рассматриваемых насосов на элементной базе секционных однопоточных насосов является одним из возможных первоначальных вариантов. Несомненным достоинством этого варианта является минимизация материальных и временных затрат на освоение промышленного производства насосов. Конечно, при этом не исключается разработка новых, например, более высоконапорных двухпоточных насосов (с номинальным напором на одно колесо 150–200 м и более или числом рабочих колёс более 10). Во всяком случае, напорность двухпоточных насосов так же, как и однопоточных, принципиально не ограничена гидравлическими или какими-либо конструктивными ограничениями, характерными, например, для спиральных насосов.

Одним из основных требований при разработке двухпоточных насосов является обеспечение идентичных, благоприятных с точки

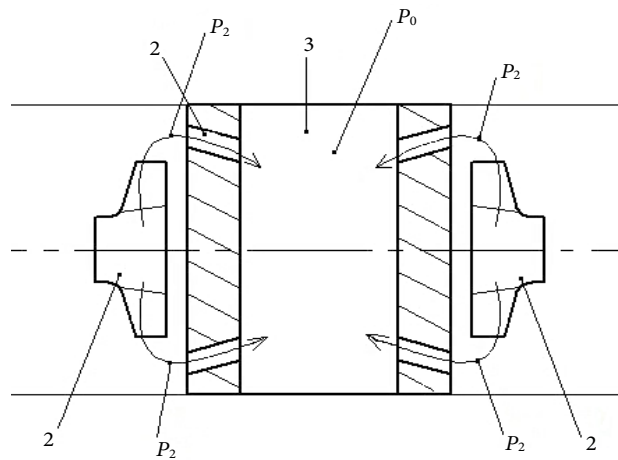


Схема перевода жидкости от рабочих колёс в полость нагнетания двухпоточного насоса. 1 – выходные рабочие колёса; 2 – переводные каналы лопаточных отводов; 3 – полость нагнетания насоса / Transfer the fluid from the impellers into the cavity of the discharge of dual pump.

зрения гидравлики, условий входа жидкости на первые рабочие колёса обеих групп секций, а также её выхода с последних колёс, что предполагает особое внимание к конструкциям этих узлов насоса. Известно, что по причине их неудачного конструктивного решения в насосе типа ГМС (Горловский, мощный, стационарный) [3], последний не был доведён до промышленного производства.

Поскольку всасывающие узлы насосов типа ЦНС, используемые в двухпоточных насосах, относятся к достаточно совершенным конструктивным решениям, рассмотрим их выходную (нагнетательную) часть, состоящую из выходных рабочих колёс 1, лопаточных отводов с переводными каналами 2, полости нагнетания 3, сообщённой с нагнетательным патрубком (рис.). При этом жидкость с выхода рабочих колёс через лопаточные отводы и переводные каналы перетекает в полость нагнетания и далее в нагнетательный патрубок.

Рассмотрим процесс этого перехода, поскольку его влияние на эффективность выходной части и всего насоса в целом достаточно велико. Обозначим среднее давление на выходе из рабочих колёс P_2 , а среднее давление в полости нагнетания – P_0 . Тогда средние скорости V_i и коэффициенты сопротивления отдельных i -х переводных каналов ξ_i будут связаны между собой следующим соотношением:

$$\xi_i V_i^2 = \text{const.} \quad (1)$$

По своему действию увеличение или уменьшение давления по сравнению со средним вблизи входа и выхода из канала соответствует уменьшению или увеличению его сопротивле-

ния. Скорости потока в каналах окажутся больше или меньше скоростей, соответствующих среднему давлению.

В любой точке выходной части лопаточных отводов и полости нагнетания насоса давления будут отличаться от значений P_2 и P_0 в большую или меньшую сторону на величину $\pm \Delta P$. Однако у какой-то части каналов скорости потоков сохраняют значения, соответствующие средним значениям давлений P_2 и P_0 .

При этом уравнение (1) примет вид

$$(\xi_i + \Delta \xi_i) \cdot (V_i^2 + V_i^2) = \xi_i V_i^2.$$

Или после преобразований

$$\left(1 + \frac{\Delta \xi_i}{\xi_i}\right) \cdot \left(1 + \frac{\Delta V_i}{V_i}\right)^2 = 1. \quad (2)$$

Связь между величинами ξ_i , $\Delta \xi_i$, V_i , ΔV_i и ΔP_i может быть установлена следующим образом:

$$P_2 + \Delta P_i - P_0 = \xi_i \frac{\rho}{2} (V_i + \Delta V_i)^2, \quad (3)$$

где ρ – плотность жидкости.

Или

$$P_2 - P_0 = \xi_i \frac{\rho}{2} V_i^2. \quad (4)$$

Из выражений (2), (3) и (4) находим

$$\left(1 + \frac{\Delta \xi_i}{\xi_i}\right) \cdot \left(\xi_i + \frac{\Delta P_i}{\rho/2 V_i^2}\right) = \xi_i,$$

где $\Delta P_i / (\rho/2 \cdot V_i^2) = \overline{\Delta P_i}$ – относительные потери давления в переводных каналах.

На режиме автомодельности $\overline{\Delta P_i}$ – безразмерная величина, определяемая только геометрией конструкции насоса и распределением скоростей в каналах и камерах лопаточных от-

водов (если распределение скоростей не меняется, то значение $\overline{\Delta P_i}$ также остается постоянным). Следовательно изменение масштаба геометрически подобных конструкций всего типоряда двухпоточных насосов ЦНСД не должно изменять этой величины. При разработке двухпоточных насосов значение $\overline{\Delta P_i}$ базового образца насоса (первоначально разработанного и изготовленного) может быть распространено на весь типоряд геометрически подобных машин.

Принято к публикации 21.01.2016

ЛИТЕРАТУРА

1. Центробежный секционный двухпоточный насос: пат. РФ 2081351, МПК7:F04Д1/06 / Филин Е. А., Черкунов А. Е., Вайсблат Р. Ф., Коротков Л. И., Лягов А. В.; патентообладатель – АО «ТУР». Заявл. 09.10.1991; опубл. 10.06.1997.
2. О разработке шахтных центробежных двухпоточных секционных насосов / Тимухин С. А. [и др.] // Изв. УГГУ. 2014. № 2(34). С. 39–41.
3. Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Углетехиздат. 1958. 598 с.
4. Brennen C. E. Hydrodynamics of pumps. Cavitation and pump performance. Concepts NREC, 1994, pp. 277–298.

REFERENCES

1. Filin E. A., Cherkunov A. E., Vaisblat R. F., Korotkov R. F., Lyagov A. V. 1997, *Tsentrobezhnyy sektionnyy dvukhpotochnyy nasos* [Centrifugal sectional dual pump]: Patent RF, no. 2081351.
2. Timukhin S. A. 2014, O razrabotke shakhtnykh tsentrobezhnykh dvukhpotochnykh sektionnykh nasosov [The development of dual-flow centrifugal sectional mining pumps]. *Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta – News of the Ural State Mining University*, vol. 2, pp. 39–41.
3. Zhumakhov I. M. 1958, *Nasosy, ventilyatory i kompressory* [Pumps, fans and compressors], p. 598.
4. Brennen C. E. 1994, Hydrodynamics of pumps. Cavitation and pump performance. Concepts NREC, pp. 277–298.

Александр Олегович Ислентьев,

аспирант
alexislentyev@mail.ru

Евгений Олегович Чураков,

аспирант
Уральский государственный горный университет,
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Aleksandr Olegovich Islent'ev,

postgraduate researcher
alexislentyev@mail.ru

Evgeniy Olegovich Churakov ,

postgraduate researcher
Ural State Mining University,
Yekaterinburg, Russia