

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ (05.04.00)

УДК 621.65.03

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-8-15

## Сравнительный анализ эвольвентного и традиционного подводов для центробежных насосов с проходным валом

А.А. Алексанян, Б.М. Орахелашвили

Исследованы разные виды подводящих устройств. Проведен сравнительный анализ для боковых подводов кольцевого, полуспирального и эвольвентного типов без учета вращения вала. Данные типы устройств могут применяться в высокооборотных многоступенчатых питательных насосах. Для компьютерного эксперимента в программе ANSYS CFX, основанного на методе конечных элементов, выполнено трехмерное моделирование исследуемых подводящих устройств с помощью CAD пакета SolidWorks. Предложена и исследована новая конструкция подводящего устройства с образующей боковой стенкой в виде эвольвенты окружности. Основным конструктивным преимуществом эвольвентного подвода перед кольцевым и полуспиральным является уменьшенный осевой габарит при сохранении высоких энергетических и антикавитационных показателей. Выявлены структуры течения в подводах различных конструкций. Оценены неравномерности распределения скорости и полного давления на выходе из подводов. Поставлена задача уменьшения данных неравномерностей при габаритных размерах, соразмерных с габаритными размерами проточных частей, при проектировании подвода. Приведены основные характеристики подводов и сделаны выводы для дальнейшей работы. Результаты расчета показали, что при существенно меньшем осевом габарите эвольвентный подвод обеспечивает хорошую равномерность потока и меньшие потери.

*Ключевые слова:* всасывающий патрубок, подвод центробежного насоса, гидравлические потери, CFD анализ.

*Для цитирования:* Алексанян А.А., Орахелашвили Б.М. Сравнительный анализ эвольвентного и традиционного подводов для центробежных насосов с проходным валом // Вестник МЭИ. 2018. № 1. С. 8—15. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-8-15.

## A Comparative Analysis of Involute and Conventional Inlets for Centrifugal Pumps with a Passing-Through Shaft

A.A. Aleksanyan, B. M. Orakhelashvili

Different types of inlet devices are studied. Lateral inlets of annular, half-volute, and involute types are subjected to a comparative analysis without taking into account the shaft rotation effects. Devices of these types can be used in high-speed multistage feed pumps. To conduct finite-element computer simulation in the ANSYS CFX computer program, 3D modeling of the studied inlet devices was carried out using the SolidWorks CAD software package. A new inlet device design with a circle involute-shaped generatrix lateral wall is proposed and investigated. The main structural advantage of the involute-type inlet over the annular and half-volute inlets is a reduced axial size, while retaining high energy and anti-cavitation performance indicators. Flow structures in inlets of different designs are determined. The nonuniformities of velocity and full pressure distribution at the exits from the inlets are estimated. The problem of reducing these nonuniformities in designing an inlet while keeping its overall dimensions commensurable with the flow path sizes is set forth. The main characteristics of inlets are presented, and conclusions for further work are drawn. The calculation results showed that with a considerably smaller axial size, an involute inlet design ensures good flow uniformity and smaller losses.

*Key words:* pump suction pipe, centrifugal pump inlet, hydraulic losses, CFD analysis.

*For citation:* Aleksanyan A.A., Orakhelashvili B.M. A Comparative Analysis of Involute and Conventional Inlets for Centrifugal Pumps with a Passing-Through Shaft. MPEI Vestnik. 2018;1:8—15. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-8-15.

Лопастные насосы применяются во всех отраслях промышленности. Для выполнения требований по повышению их эффективности и надежности, снижению шумовых и вибрационных показателей необходимы прогрессивные методики и программные комплексы расчета течений в проточных частях.

Основными элементами центробежных насосов являются подводящие (ПУ) и отводящие устройства, лопастные системы рабочих органов. Исследованы различные виды ПУ. Несмотря на то, что относительная величина гидравлических потерь в них невелика, от степени равномерности потока, формируемого на входе в рабочее колесо, существенно зависят энергетические, антикавитационные и вибрационные характеристики всего насоса. Конструктивное выполнение ПУ в значительной степени определяют металлоемкость и массогабаритные показатели изделия.

Основные функции подвода:

- подвод потока жидкости с минимально возможными потерями от всасывающего трубопровода на вход в рабочее колесо (РК);
- создание равномерного поля скоростей перед РК;
- обеспечение заданного момента скорости на входе в РК.

Подводящее устройство выполняет свои функции как в оптимальном режиме, так и в режимах, отличных от него. Задачу проектирования подвода можно сформулировать, как задачу подвода рабочей жидкости к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями, обеспечивающую равномерную структуру потока на входе в рабочее колесо. При этом геометрия подвода должна иметь рациональную форму с минимально возможными массогабаритными параметрами и обеспечивать технологичность процесса изготовления.

В центробежных насосах обычно работают две конструктивные схемы подводов (рис. 1) [1]. Для обеспечения высоких гидравлических свойств насоса потери в ПУ должны быть минимальными, а поток на выходе из подвода осесимметричным. Полностью этим требо-

ваниям во всех режимах эксплуатации удовлетворяет осевой подвод (рис. 1, а).

Боковой подвод (рис. 1, б) необходим для уменьшения осевого габарита агрегата и при наличии в проточной части насоса проходного вала. Поворот потока из радиального направления в осевое и влияние вращающегося проходного вала приводит не только к увеличению гидравлических потерь по сравнению с осевым подводом, но и к неравномерному распределению скоростей по окружности входа в рабочее колесо.

В центробежных насосах в основном используют кольцевой и полуспиральный подводы. Первый обычно не создает определенный момент скорости на входе в РК, а второй создает его.

В кольцевом подводе перекачиваемая жидкость подводится к колесу без окружной составляющей скорости. Простота изготовления обуславливает его частое применение.

Использование полуспирального подвода в насосах с проходным валом способствует улучшению обтекания вала и получению более однородного поля скорости на входе в РК по сравнению с кольцевым видом.

Изучен новый тип подводящего устройства с улучшенными качествами, базирующегося на предложении профессора кафедры гидромеханики и гидравлических машин им. В.С. Квятковского НИУ «МЭИ» д.т.н. Г.М. Моргунова. В предлагаемой конструкции для обеспечения равномерного потока на входе в колесо и сокращения осевого габарита насоса очертания боковых стенок подвода выполнены в виде эвольвенты окружности [2].

Предварительные исследования [3] показали, что эвольвента способствует равномерному повороту потока от радиального направления к осевому.

Базовым размером для развертки эвольвенты является диаметр входа в рабочее колесо  $D_1$  (рис. 2). Уравнение эвольвенты в цилиндрических координатах запишем в виде

$$R_s = \frac{D_1}{2} \sqrt{1 + \varphi^2},$$

где  $\varphi$  — угол раскрытия эвольвенты.

Эвольвентный участок заканчивается в точке  $N$ ,  $PN = \pi D_1 / 2$ , далее контур подвода обеспечивает плавное сопряжение эвольвенты с входным патрубком,  $D_{\text{вх}}$  — диаметр входного патрубка (рис. 2).

До недавнего времени единственным надежным методом исследования гидравлических машин считался физический эксперимент. В настоящее время доказано, что для решения задач проектирования насосов можно с достаточной достоверностью применять программный продукт ANSYS CFX с использованием стандартной  $k-\epsilon$  модели турбулентности.

Сравнительный анализ выполнен для боковых подводов кольцевого, полуспирального и эвольвентного

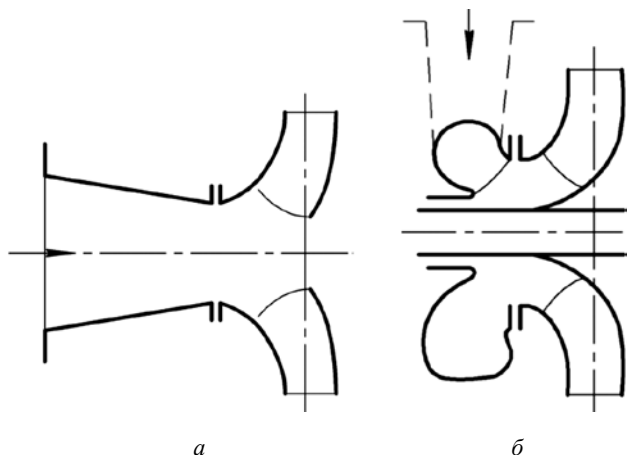


Рис. 1. Схема ПУ с осевым (а) и боковым (б) подводами

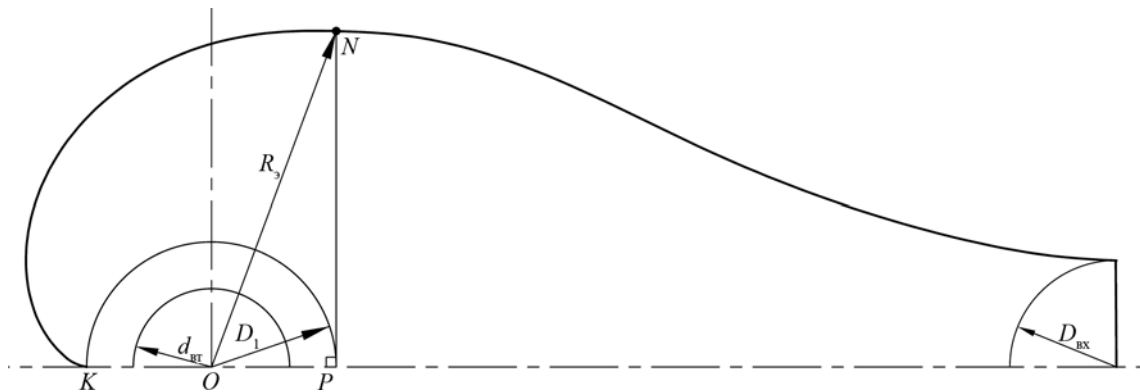


Рис. 2. Сечение подводящего устройства эвольвентного типа

типов без учета вращения вала. Они работают в высокооборотных многоступенчатых питательных насосах. В рамках компьютерного эксперимента (КЭ) в программе ANSYS CFX, основанного на методе конечных элементов, проведено трехмерное моделирование исследуемых подводящих устройств с помощью САД пакета SolidWorks. Внешний вид исследуемых подводов представлен на рис. 3.

В качестве объекта анализа взят многоступенчатый питательный насос с мощностью привода 45 МВт и частотой вращения 6000 об/мин. Данные параметры потребовали увеличения диаметра втулки вала. Параметры расчетного режима приняты одинаковыми для трех типов подводов: расход  $Q_p = 0,520 \text{ м}^3/\text{с}$ , давление во входном сечении подвода  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ . Основные геометрические параметры:  $D_{\text{вх}} = 300 \text{ мм}$ , диаметр втулки проходного вала  $d_{\text{врт}} = 200 \text{ мм}$ , наружный диаметр выходного патрубка подвода  $D_1 = 300 \text{ мм}$ , рас-

стояние от оси вращения вала до плоскости входного патрубка  $L = 2000 \text{ мм}$ .

Все боковые подводы характеризуются той или иной степенью неравномерности окружной скорости потока на выходе. В [4] показано, что требование снижения степени неравномерности потока на выходе из подвода при одновременном уменьшении его осевого габарита противоречиво.

Основным конструктивным преимуществом эвольвентного подвода перед кольцевым и полуспиральным считается уменьшенный осевой габарит, определяемый как расстояние от торцевой стенки до выходного сечения подвода. Для представленных на рис. 4 подводов он составляет 330 (кольцевой), 180 (эвольвентный) и 230 (полуспиральный) мм.

С помощью программного комплекса ANSYS CFX реализован КЭ по исследованию подводящих органов, его результаты приведены на рис. 5. Вид-

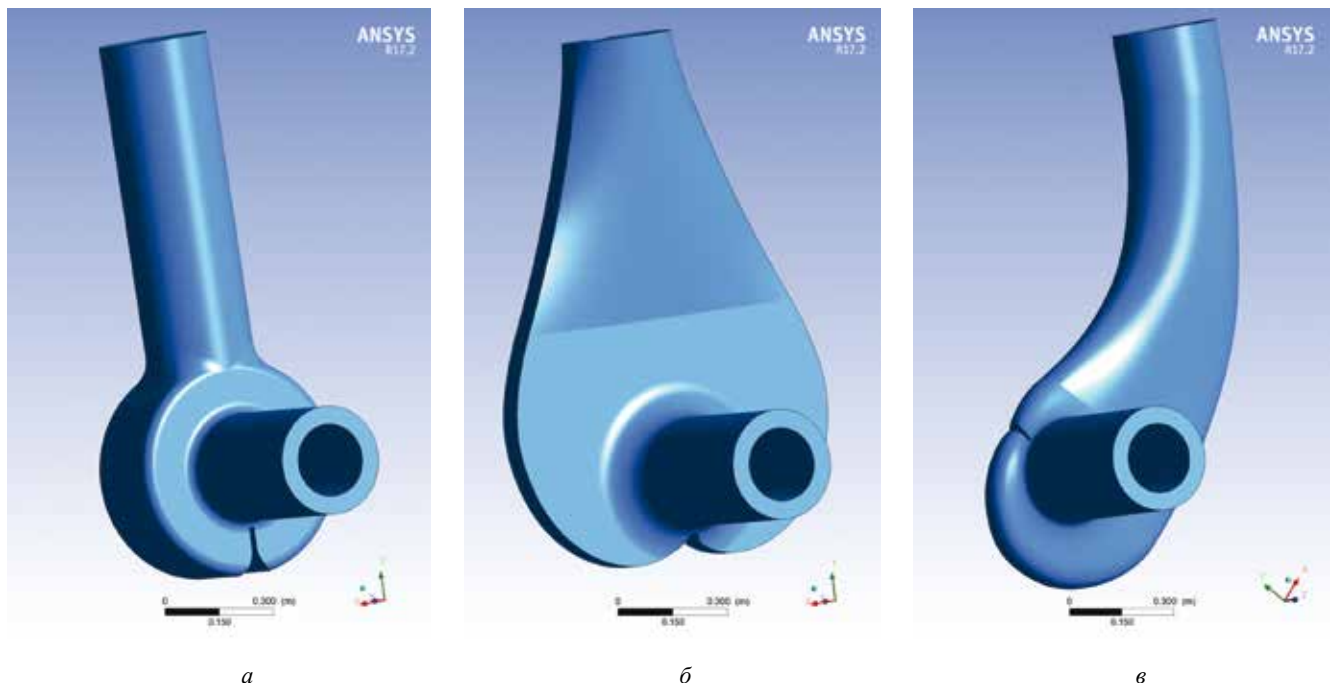


Рис. 3. Проточная часть ПУ кольцевого (а), эвольвентного (б) и полуспирального (в) типов

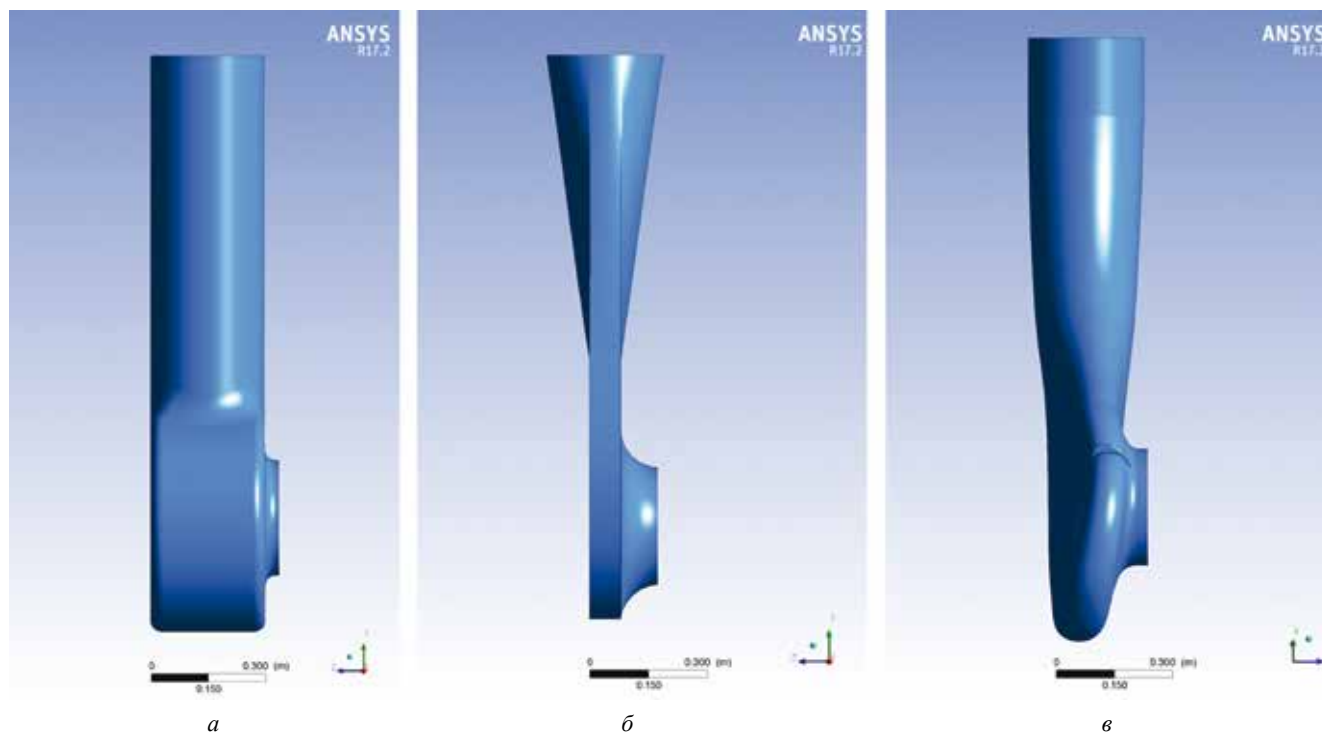


Рис. 4. Осевой габарит ПУ кольцевого (а), эвольвентного (б) и полуспирального (в) типов

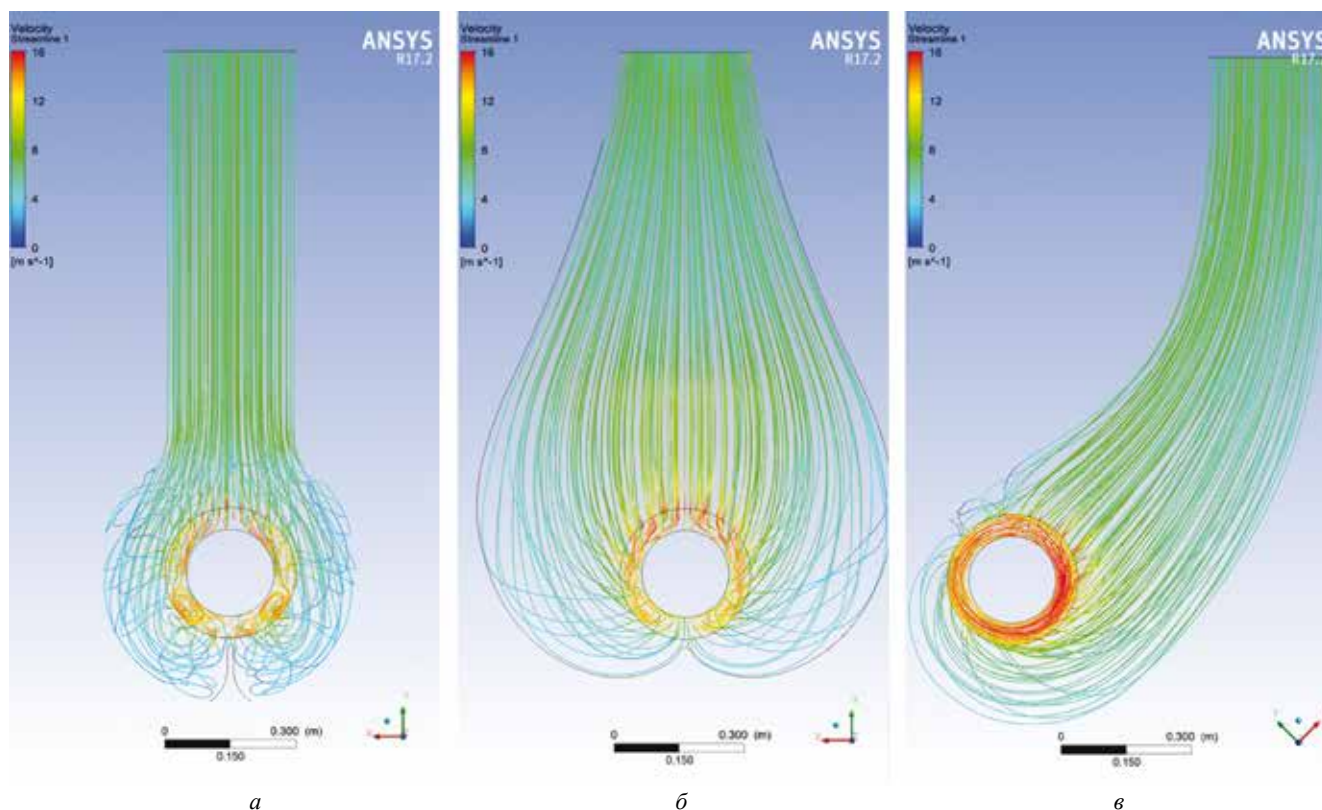


Рис. 5. Линии тока в ПУ кольцевого (а), эвольвентного (б) и полуспирального (в) типов по результатам КЭ

но, что в кольцевом подводе формируется центральное ядро основного течения, вокруг которого развивается интенсивное вихревое течение. Сравнение структуры течения в ПУ различных конструкций позволяет сделать вывод о том, что предложенный

тип подвода формирует достаточно равномерный и упорядоченный поток.

Одной из основных характеристик подвода является коэффициент сопротивления  $\zeta_0$ , существенно влияющий на характеристики насоса в целом.

$$\zeta_0 = 2 \frac{Pt_{вх} - Pt_{вых}}{\rho v_{вых}^2},$$

где  $Pt_{вх}$ ,  $Pt_{вых}$  — полная энергия на входе в подвод и выходе из него, Па;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/см<sup>3</sup>;  $v_{вых}$  — осредненная скорость потока на выходе, м/с.

Потери в подводе рассчитаем по формуле

$$h = \zeta_0 \frac{v_{вых}^2}{2g}.$$

Чем больше быстроходность насоса, тем влияние значительнее. Так, установка осевого подвода в насосе с  $n_s = 400$  привела к повышению его КПД на 4 % по сравнению с кольцевым подводом с  $\zeta_0 = 0,32$  [5].

Проанализируем степень неравномерности потока, создаваемого подводным устройством. При расчете РК обычно принимается допущение о том, что на входе в РК поток в поперечном сечении является равноскоростным. Однако во всех боковых подводах существует неравномерность потока на выходе из ПУ по окружности, которая оказывает влияние на протекающие в РК процессы. Оно существует даже при расчетном режиме работы. Наличие неравномерного распределения

скоростей на выходе из подвода как по радиусу, так и по окружности приводит к нестационарности течения в РК. Кроме общего нарушения граничных условий на входе в РК нестационарное обтекание профилей лопастей может привести к турбулизации течения в пограничном слое, значительно увеличивая потери энергии потока в колесе [6]. Для насосов высокой быстроходности неравномерное распределение осевых скоростей на окружности входа в РК приводит к снижению напора до 40 %, что не позволяет достичь расчетных параметров даже при правильно спроектированном РК [7].

На рис. 6 приведены результаты расчета анализируемых подводов, из которого следует, что во всех вариантах ПУ существует неравномерность распределения меридиональной скорости и давления по окружности.

Для оценки степени неравномерности параметров потока рассмотрим распределение давления и скорости по угловой координате  $\varphi$  на трех равноудаленных диаметрах: внутреннем ( $D_a$ ), среднем ( $D_b$ ) и наружном ( $D_c$ ) (рис. 7).

Для сравнительного анализа величины неравномерности по окружности была введена величина дисперсии  $\sigma$

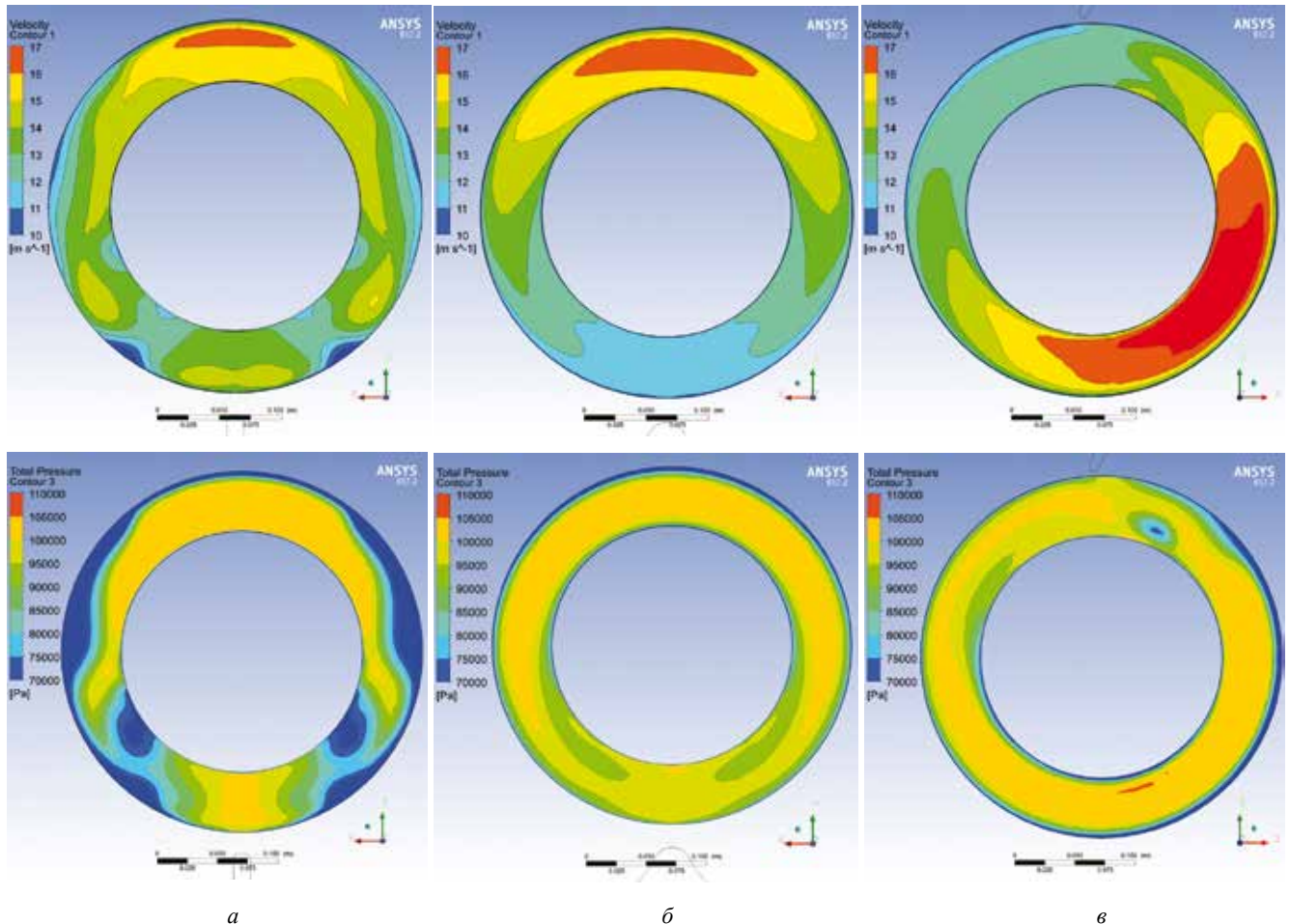


Рис. 6. Распределение меридиональной скорости (верхний ряд) и полного давления (нижний ряд) на выходе различных ПУ кольцевого (а), эвольвентного (б) и полуспирального (в) типов

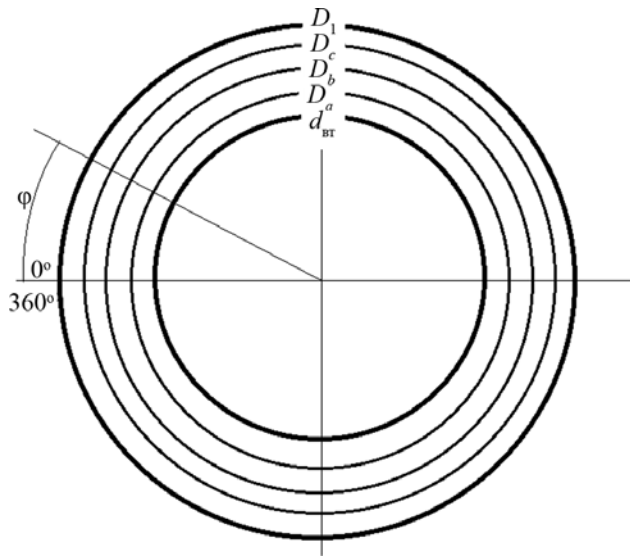


Рис. 7. Схема разбивки выходного сечения ПУ

$$\sigma = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x - \bar{x})^2}{n}}}{\bar{x}},$$

где  $x$  — текущее значение;  $\bar{x}$  — среднее арифметическое по выборке;  $n$  — количество значений в анализируемой совокупности данных.

По результатам математического эксперимента получены зависимости  $V = f(\varphi)$  и  $Pt = f(\varphi)$  для трех выбранных диаметров (рис. 8).

При анализе качества ПУ используем следующие критерии:  $\sigma$  — коэффициенты окружной неравномерности на выходе из подвода;  $l$  — осевой габарит;  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления подвода,  $h$  — гидравлические потери. Результаты компьютерного эксперимента приведены в табл. 1.

Результаты расчета показывают, что при существенно меньшем осевом габарите эвольвентный под-

вод обеспечивает хорошую равномерность потока и меньшие потери, имеет сопоставимые показатели по окружной неравномерности скорости по сравнению с традиционными подводами.

Представим их в виде лепестковой диаграммы для параметров, нормированных в диапазоне от 0 до 1 (табл. 2, рис. 9). Лучший вариант должен иметь наименьшую площадь диаграммы.

Таким образом, подводящее устройство с боковой стенкой, выполненной в виде эвольвенты, обеспечивает получение достаточно равномерного распределения скорости и давления в выходном сечении. Потери в таком подводе уменьшаются по сравнению со значениями для традиционных подводов при существенно меньшем осевом габарите. Можно полагать, что применение предлагаемого типа подвода позволит улучшить массогабаритные характеристики насосов при сохранении высоких энергетических и антикавитационных показателей.

**Литература**

1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М: Машиностроение, 1977.
2. Моргунов Г.М. Совершенствование основного насосного оборудования в мощных теплоэнергетических установках // Теплоэнергетика. 2010. № 12. С. 45—52.
3. Алексанян А.А. Разработка питательного насоса с двухсторонним подводом рабочего тела для энергоустановок ТЭС гигаваттного класса // Молодежный научно-технический вестник. 2015. № 5 [Офф. сайт] <http://sntbul.bmstu.ru/doc/786122.html> (дата обращения 12.07.17)
4. Вертячих А.В., Стеценко А.А. Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характе-

Таблица 1

**Результаты компьютерного эксперимента ( $Q = 520$  кг/с)**

| Тип ПУ         | $\sigma_{pr}, \%$ | $\sigma_v, \%$ | $l, \text{мм}$ | $\zeta_0$ | $h, \text{м}$ |
|----------------|-------------------|----------------|----------------|-----------|---------------|
| Кольцевой      | 4,93              | 7,55           | 330            | 0,154     | 1,50          |
| Эвольвентный   | 2,93              | 12,21          | 180            | 0,061     | 0,58          |
| Полуспиральный | 3,96              | 12,33          | 230            | 0,057     | 0,62          |

Таблица 2

**Нормированные показатели ( $Q = 520$  кг/с)**

| Тип ПУ         | $\sigma_{pr}, \%$ | $\sigma_v, \%$ | $l, \text{мм}$ | $\zeta_0$ | $h, \text{м}$ | $\Sigma$ |
|----------------|-------------------|----------------|----------------|-----------|---------------|----------|
|                | 1                 | 2              | 3              | 4         | 5             |          |
| Кольцевой      | 1,0               | 0,0            | 1,0            | 1,0       | 1,0           | 4,00     |
| Эвольвентный   | 0,00              | 0,975          | 0,0            | 0,04      | 0,045         | 1,06     |
| Полуспиральный | 0,52              | 1,0            | 0,33           | 0,0       | 0,0           | 1,85     |

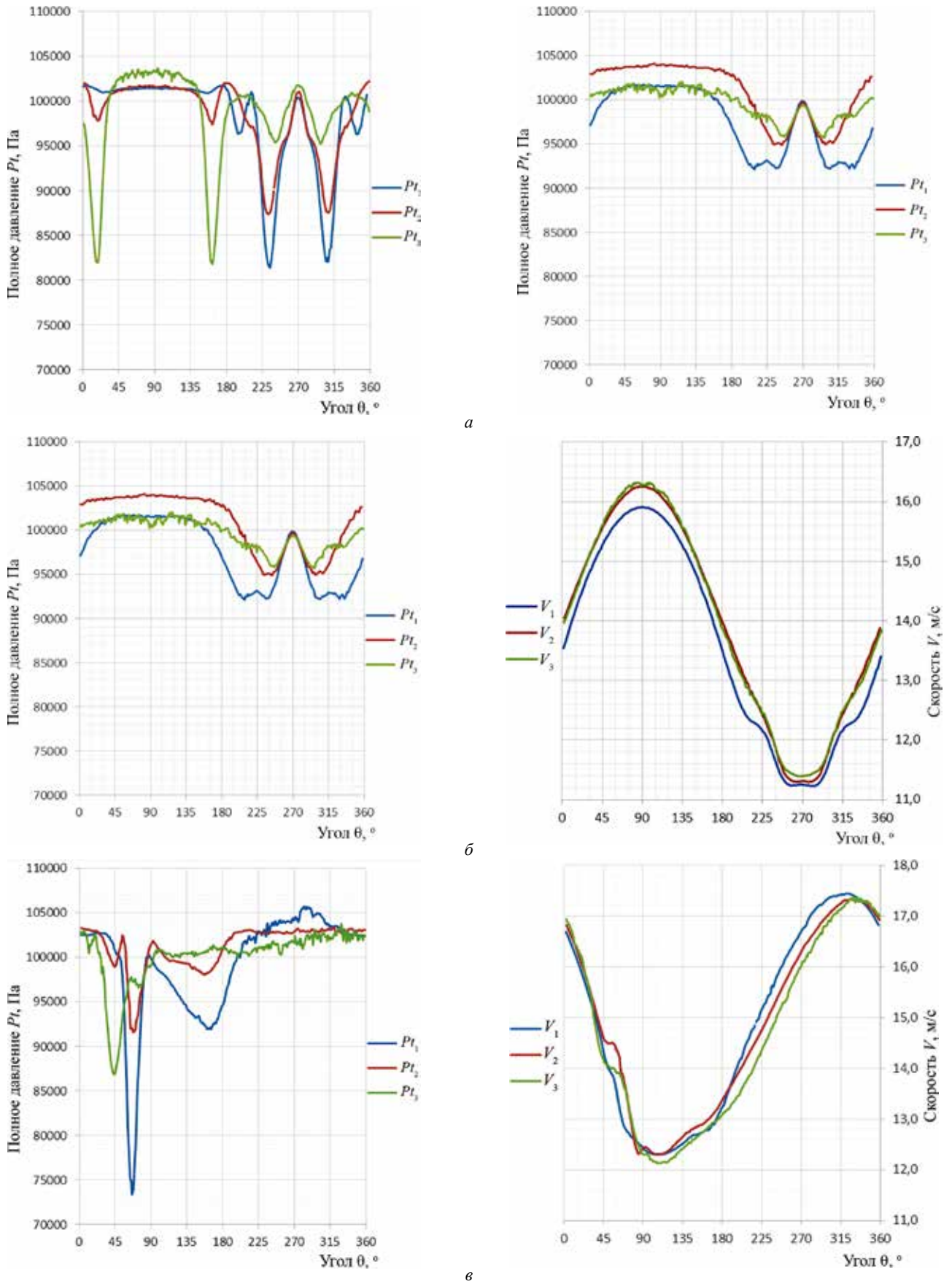


Рис. 8. Распределение полного давления (слева) и скорости (справа) в ПУ кольцевого (а), эвольвентного (б) и полуспирального (в) типов

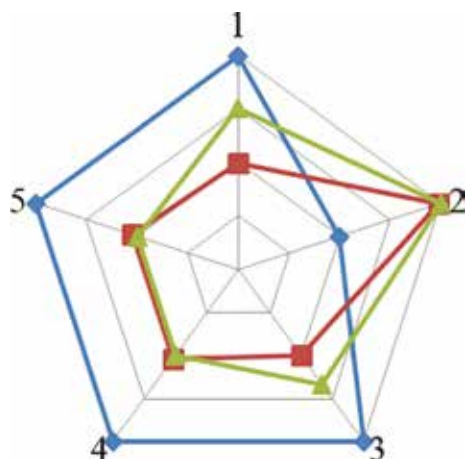


Рис. 9. Лепестковая диаграмма результатов КЭ:

▲ — кольцевой; ■ — эвольвентный; ◆ — полуспиральный типы ПУ

ристики лопастных насосов // Герметичность, вибро-надежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования (ГЕРВИКОН-2002): Труды 10 Междунар. науч.-техн. конф. Сумы: СумГУ, 2002. Т. 2. С. 137—145.

5. **Бирюков А.И.** Исследование кольцевого подвода циркуляционного насоса: дисс. ... канд. техн. наук. М., 1977.

6. **Самойлович Г.С.** Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975.

7. **Айзенштейн М.Д.** Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М.: ГНТИ нефтяной и горно-топливной лит-ры, 1957.

## References

1. **Mihaylov A.K., Malyushenko V.V.** Lopastnye Nasosy. Teoriya, Raschet i Konstruirovaniye. M: Mashinostroeniye, 1977. (in Russian).

2. **Morgunov G.M.** Sovershenstvovaniye Osnovnogo Nasosnogo Oborudovaniya v Moshchnyh Teploenergeticheskikh Ustanovkakh. Teploenergetika. 2010; 12:45—52. (in Russian).

3. **Aleksanyan A.A.** Razrabotka Pitatel'nogo Nasosa s Dvuhstoronnim Podvodom Rabocheho Tela dlya Energoustanovok TES Gigavattного Klassa. Molodezhnyy Nauchno-tekhicheskiy Vestnik. 2015;5 [Ofits. sayt] <http://sntbul.bmstu.ru/doc/786122.html> (Data Obrashcheniya 12.07.17) (in Russian).

4. **Vertiyachih A.V., Stetsenko A.A.** Vliyanie Neravnomernosti Potoka, Formiruемого Bokovym Podvodom, na Energokavitatsionnye i Vibroshumovye Harakteristiki Lopastnyh Nasosov. Germetichnost', Vibronadezhnost' i Ekologicheskaya Bezopasnost' Nasosnogo i Kompessornogo Oborudovaniya (GERVIKON-2002): Trudy 10 Mezhdunar. Nauch.-tekhn. Konf. Sумы: SumGU, 2002;2:137—145. (in Russian).

5. **Biryukov A.I.** Issledovanie Kol'tsevogo Podvoda Tsirkulyatsionnogo Nasosa: Diss. ... Kand. Tekhn. Nauk. M., 1977. (in Russian).

6. **Samoylovich G.S.** Vozbuzhdeniye Kolebaniy Lopatok Turbomashin. M.: Mashinostroeniye, 1975. (in Russian).

7. **Ayzenshteyn M.D.** Tsentrobezhnyye Nasosy dlya Neftyanyoy Promyshlennosti. M.: GNTI Neftyanyoy i Gorno-toplivnoy Lit-ry, 1957. (in Russian).

## Сведения об авторах

**Александр Артур Андраникович** — аспирант кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: [ggm@mpei.ru](mailto:ggm@mpei.ru)

**Орахелашвили Баграт Мерабович** — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева, НИУ «МЭИ»

## Information about authors

**Aleksanyan Artur A.** — Ph.D.-student of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: [ggm@mpei.ru](mailto:ggm@mpei.ru)

**Orakhelashvili Bagrat M.** — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI

Статья поступила в редакцию 16.02.2017