

Расчет и конструирование Calculation and design

Научная статья

УДК 621.671

DOI: 10.14529/engin260201

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕЧЕНИЙ В «ДИКТУЮЩИХ» СЕЧЕНИЯХ НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Г.И. Егоров¹, egorovgrig17@mail.ru

В.А. Алябьев², aliabevva@susu.ru

О.С. Пташкина-Гирина³, girina2002@mail.ru

¹ ООО «ГРЕГОР», Челябинск, Россия

² Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

³ Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. При разработке новых конструкций центробежных насосов специалисты еще на стадии проектирования просчитывают основные параметры разрабатываемой продукции, включая и предполагаемый характер течений перекачиваемой среды в различных ее зонах.

Учитывая изложенное, следует отметить то обстоятельство, что реально возникающие течения во всасывающей и напорной полостях при функционировании разработанной установки практически не отличаются от предполагаемых в проектом решении.

При этом характер течений в пограничных зонах между напорной и всасывающей ее полостями, как правило, детально не рассматривается, оставаясь своеобразным «белым пятном». Связано это с тем, что практически невозможно в данных зонах выполнить замеры всего набора составляющих пространственных перемещений перекачиваемой среды. Попытки описания характера течений в указанных местах посредством экстраполяции результатов фиксации локальных токов перекачиваемой жидкой среды на некотором удалении во всасывающем трубопроводе со значительной долей вероятности представляется целесообразным не считать достаточно обоснованными. Вместе с тем следует отметить, что частично реализованная возможность фиксации характера изменения основного потока перекачиваемой жидкой среды под действием объемных утечек на входе в рабочее колесо в зоне переднего щелевого уплотнения центробежного насоса позволила качественно зарегистрировать проявление наблюдаемого эффекта с получением прилизительных численных показателей.

Принимая во внимание сложность установления направлений и численных показателей отдельных потоков, моделирование локальных течений в «диктующих» сечениях на входе в рабочее колесо центробежного насоса предусмотрено выполнить, опираясь на данные, ранее приведенные в ряде известных источников, но не использованные для целей аналогичного предлагаемого моделирования. «Диктующими» сечениями, имеющими достаточно значимый исследовательский интерес, приняты пограничные зоны между напорной и всасывающей полостями центробежного насоса.

Учитывая вышеизложенное, предлагаемая статья представляет собой аналитическое исследование, основанное на данных, ранее приведенных в ряде известных источников. В связи с тем, что указанные источники содержат значительную часть выверенной информации, представляется целесообразным воспользоваться ею для обоснования протекания очевидных и закономерных, но недостаточно исследованных процессов внутри насосных установок.

Ключевые слова: центробежный насос, всасывающая и напорная полости, щелевые уплотнения рабочего колеса, локальные течения, «диктующие» сечения, численные значения показателей, кавитация

Для цитирования: Егоров Г.И., Алябьев В.А., Пташкина-Гирина О.С. Моделирование локальных течений в «диктующих» сечениях на входе в рабочее колесо центробежного насоса // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2026. Т. 26, № 2. С. 5–16. DOI: 10.14529/engin260201

MODELING LOCAL FLOWS IN “DICTATING” SECTIONS AT THE INLET OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER

G.I. Egorov¹, egorovgrig17@mail.ru
V.A. Alyabiev², aliabevva@susu.ru
O.S. Ptashkina-Girina³, girina2002@mail.ru

¹ GREGOR LLC, Chelyabinsk, Russia

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

³ South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. When developing new centrifugal pump designs, engineers calculate the main parameters of the equipment at the design stage, including the expected flow characteristics of the pumped medium in its various zones.

Given the above, it should be noted that the actual flows occurring in the suction and discharge cavities during the operation of the developed unit closely match those predicted in the design.

At the same time, the flow characteristics in the boundary zones between the discharge and suction cavities are generally not examined in detail, remaining a kind of “blank spot”. This is due to the practical impossibility of measuring all spatial velocity components of the pumped medium in these zones. Attempts to describe the flow patterns in these areas by extrapolating data on local flow currents recorded at a certain distance upstream in the suction pipe are, with a high degree of probability, insufficiently justified. Nevertheless, the partially realized capability to monitor changes in the main flow of the pumped liquid caused by volumetric leakage at the impeller inlet near the front clearance seal of the centrifugal pump made it possible to qualitatively register the observed effect and obtain approximate numerical values.

Given the difficulty of determining the directions and numerical parameters of individual flows, modeling local flows in “dictating” sections at the centrifugal pump impeller inlet is proposed based on data previously cited in several well-known sources but not yet used for similar modeling purposes. The “dictating” sections, which are of considerable research interest, are defined as the boundary zones between the discharge and suction cavities of the centrifugal pump.

In view of the above, this paper presents an analytical study based on data previously reported in several established sources. Since these sources contain a significant amount of verified information, it is appropriate to use it to substantiate the occurrence of obvious and regular, yet insufficiently studied, processes within pump systems.

Keywords: centrifugal pump, suction and discharge cavities, impeller clearance seals, local flows, “dictating” sections, numerical parameter values, cavitation

For citation: Egorov G.I., Alyabiev V.A., Ptashkina-Girina O.S. Modeling local flows in “dictating” sections at the inlet of a centrifugal pump impeller. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2026:26(2):5–16. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin260201

Теория и практика насосостроения неразрывно связаны с исследованием процессов, протекающих внутри насосного оборудования, что позволяет постоянно совершенствовать его конструкции. Центробежные насосы, благодаря своим специфическим положительным свойствам нашедшие широкое применение во многих сферах жизнедеятельности общества, при своем функционировании также представляют большой интерес для моделирования их внутренних процессов.

В связи с тем, что перекачиванию вышеуказанными насосами подлежат среды, отличающиеся плотностью, вязкостью и т. п., номенклатура выпускаемой продукции данного типа представлена достаточно обширным диапазоном. Учитывая условие, при котором для каждого типоразмера насосов предусматривается наиболее экономичный номинальный режим работы, то вполне закономерно предположить минимально допустимый объем исследований с целью обеспечения надлежащей эксплуатации всего насосного парка. Результаты указанных исследований, обосно-

вание перспективных конструктивных схем, технические характеристики передовых разработок представлены в значительном количестве источников, например, в [1–12].

На основании изложенного вполне обоснованным является то, что одним из значимых направлений исследований каждого разрабатываемого центробежного насоса является моделирование локальных течений в различных его внутренних зонах, позволяющее наиболее рационально выбрать необходимую конструктивную схему, скоростной режим, геометрические параметры составных элементов и т. п.

При этом для улучшения кавитационных показателей определенной части насосной продукции накоплен не только обширный теоретический материал, представленный, например, в [5, 13, 14], но обобщен и богатый конструкторский опыт по рациональному практическому совершенствованию изделий данного вида.

Актуальность темы

Установление направлений течений во всасывающей и напорной полостях центробежных насосов не создает больших затруднений по той причине, что в данных зонах указанные течения преимущественно представлены основным потоком перекачиваемой среды. Возникающие изменения направлений незначительных локальных струйных потоков, например, в местах поворота или изменения площади проходного сечения основного потока, как правило, не оказывают существенного влияния на процесс перемещения среды и на практике зачастую не заслуживают отдельного внимания.

Вместе с тем исследование течений, устанавливающихся в пограничных зонах между напорной и всасывающей полостями центробежных насосов и способных оказывать определенное влияние на их технические характеристики, в том числе на кавитационную, как правило, детально не проводится, оставаясь своеобразным «белым пятном».

Связано это с тем, что практически невозможно в данных зонах выполнить замеры всего набора составляющих пространственных перемещений перекачиваемой среды. Попытки описания характера течений в указанных местах посредством экстраполяции результатов фиксации локальных токов перекачиваемой жидкой среды на некотором удалении во всасывающем трубопроводе, предложенные, например, в [15], со значительной долей вероятности представляется целесообразным не считать достаточно обоснованными. Вместе с тем следует отметить, что частично реализованная возможность фиксации характера изменения основного потока перекачиваемой жидкой среды под действием объемных утечек на входе в рабочее колесо в зоне переднего щелевого уплотнения центробежного насоса [16] позволила качественно зарегистрировать проявление наблюдаемого эффекта с получением приблизительных численных показателей.

Таким образом, вышеуказанные обстоятельства, связанные со значительными трудностями выполнения требуемых замеров внутри функционирующих насосных агрегатов, не позволяют более полно получить информацию, необходимую для совершенствования теории разработки данного вида продукции.

Целью работы является выполнение предусмотренного моделирования локальных течений в «диктующих» сечениях на входе в рабочее колесо центробежного насоса посредством обобщения и анализа с использованием элементов расчета данных, ранее приведенных в ряде известных источников [5, 13, 16, 17], авторы которых применяли полученные ими показатели в обосновании результатов исследований своих конкретных рассматриваемых вопросов.

При этом приведенные в указанных источниках сведения в соответствии с законом сохранения энергии позволяют расширить диапазон их применимости, в том числе в части достижения поставленной в настоящей статье цели.

В связи с тем, что наиболее существенное влияние рассматриваемые течения оказывают на кавитационную характеристику насоса, исследование предусмотрено выполнить с учетом данного обстоятельства. На основании изложенного анализу будет подвергнут пожарный центробежный насос ПН-40УВ, устанавливаемый на значительной части отечественных пожарных автомобилей, для которого вышеуказанная характеристика является не менее важной, чем напорно-расходная.

С целью более наглядного изложения рассматриваемого материала на рис. 1 представлен продольный разрез насоса ПН-40УВ, на котором в сборе изображены его конструктивные элементы, необходимые для выполнения исследования.

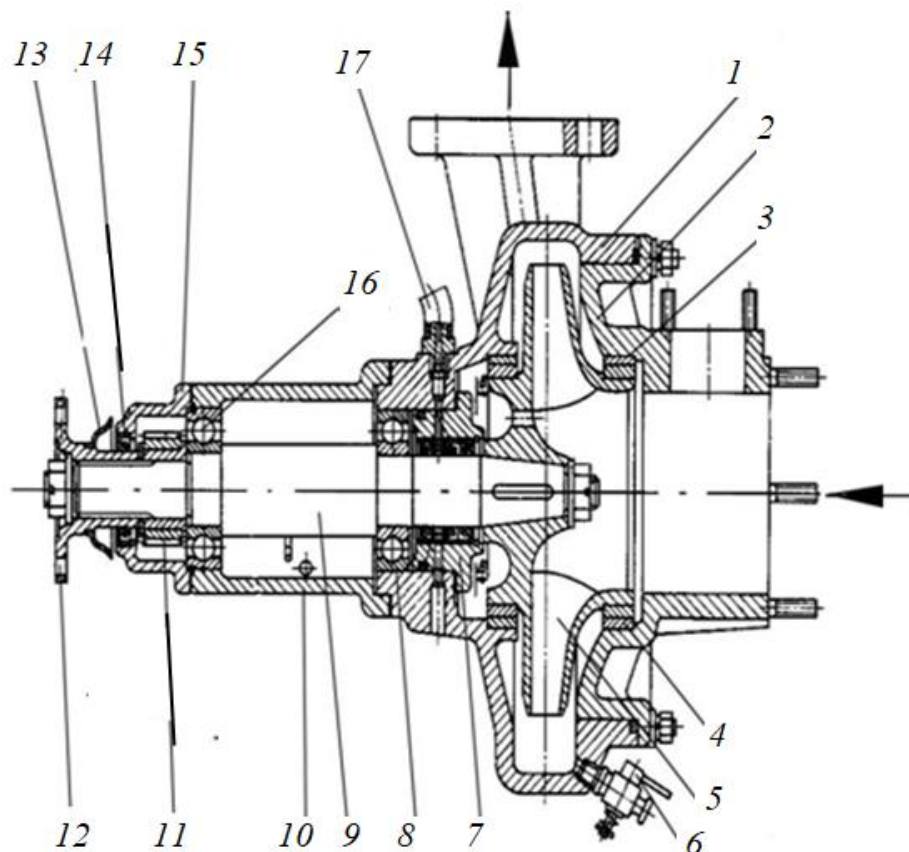


Рис. 1. Продольный разрез насоса ПН-40УВ:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 и 4 – уплотнительные кольца; 5 – рабочее колесо;
6 – сливной кран; 7 – уплотнительный стакан с манжетами; 8 – подшипник;
9 – вал насоса; 10 – масляная ванна; 11 – червячная шестерня привода тахометра;
12 – муфта-фланец; 13 – предохранительный клапан; 14 – манжета; 15 – корпус привода тахометра;
16 – подшипник; 17 – шланг

Fig. 1. Longitudinal section of PN-40UV pump:

- 1 – casing; 2 – cover; 3 and 4 – sealing rings; 5 – impeller; 6 – drain cock; 7 – sealing cup with seals;
8 – bearing; 9 – pump shaft; 10 – oil bath; 11 – worm gear of tachometer drive; 12 – coupling flange;
13 – relief valve; 14 – seal; 15 – tachometer drive housing; 16 – bearing; 17 – hose

Выполнение предусмотренного анализа представляется наиболее рациональным начать с приведения фрагментов текста специального источника информации [5]: «Кавитация возникает в местах контакта жидкости с быстро движущимися твердыми объектами (рабочие органы насосов, турбин, гребные винты судов, подводные крылья и т. п.) и неблагоприятно отражается на их работе.

Применительно к насосам сущность этого явления состоит в следующем. При протекании жидкости по межлопастному каналу рабочего колеса насоса, сразу за его входной кромкой, может произойти (в зависимости от частоты вращения вала рабочего колеса) резкое увеличение ее скорости и снижение давления до величины, равной или меньшей величины давления насыщенных паров жидкости P_n при данной температуре. При этом происходит парообразование (вскипание) жидкости, образование в ней пузырьков пара и даже срыв работы насоса. Положение усугубляется, если насос работает при больших высотах всасывания h и при больших расходах Q В лопастных насосах кавитация обычно зарождается на входных кромках лопаток рабочего колеса.

... Таким образом, можно заключить, что в центробежных насосах, на лопатках рабочего колеса, образуются кавитационные пузырьки, причем их тем больше, чем:

выше частота вращения (т. е. чем выше скорость движения рабочих органов относительно жидкости);

более неравномерно обтекание жидкостью твердого тела (высокий угол атаки лопасти, наличие изломов, неровностей поверхности и т. п.);

выше температура воды;

больше разницы давлений на выходе насоса и на его входе».

Приведенная выше информация представляет практический интерес для исследования по той причине, что при проектировании насоса расчет размеров его проточных частей производится по традиционным методикам, как правило, во время функционирования последнего не учитывающим деформации основного потока перекачиваемой среды в «диктующих» сечениях, которыми являются пограничные зоны между напорной и всасывающей полостями, схематично выделенные на рис. 2 под обозначением А и В.

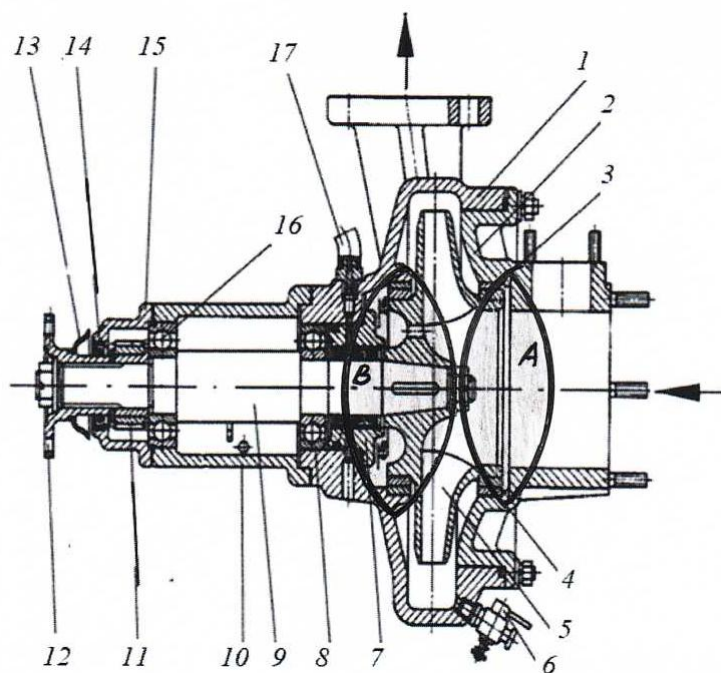


Рис. 2. Пограничные зоны А и В внутри насоса ПН-40УВ

Fig. 2. Boundary zones A and B inside the PN-40UV pump

При этом зона В дополнительно к объемам сопряжения подвижного и неподвижного колец щелевых уплотнений рабочего колеса включает пространство между задней стенкой ведущего (заднего) диска данного рабочего колеса и корпусом насоса, а также часть пространства внутри самого рабочего колеса с разгрузочными отверстиями, поэтому зона В схематично больше зоны А.

В самом начале выполнения моделирования локальных течений в «диктующих» сечениях на входе в рабочее колесо центробежного насоса были произведены замеры основных его элементов, оказывающих влияние на характер отдельных токов.

Численные значения использованных в исследовании параметров:

- внутренний входной диаметр рабочего колеса – 135 мм;
- наружный диаметр уплотнительных колец, закрепленных на вращающемся рабочем колесе, – 158 мм;
- внутренний диаметр неподвижных уплотнительных колец, установленных в корпусе и крышке насоса, – 158,6 мм;
- диаметр окружности центров 7 разгрузочных отверстий в ведущем (заднем) диске рабочего колеса – 95 мм;
- диаметр разгрузочных отверстий – 10 мм;
- минимальный диаметр между противоположными входными кромками лопаток рабочего колеса у ведущего (заднего) диска – 110 мм;
- максимальный диаметр между противоположными входными кромками лопаток рабочего колеса у входного (переднего) диска – 135 мм;

- внутренний диаметр всасывающего патрубка насоса – 125 мм;
- линейный осевой зазор между входной поверхностью рабочего колеса и всасывающим патрубком насоса – 2 мм;
- показания манометра, установленного на напорном коллекторе, – 100 м;
- частота вращения вала насоса – 2700 об/мин. (45 с^{-1});
- производительность насоса – 40 л/с ($0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$);
- расход отбираемой воды – $0 \dots 40 \text{ л/с}$ ($0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$).

Для выполнения дальнейшего исследования необходимо произвести расчет величины давления в зоне щелевых уплотнений, используя известный источник информации [13]. Принимая во внимание из указанного источника условие «Уменьшение давления в боковой полости у уплотнительных колец вызвано вращением жидкости между колесом и стенками корпуса. Обычно принимают, что жидкость вращается в этой полости с угловой скоростью, равной половине угловой скорости колеса», представляется возможным установить, что вода, вращающаяся в зоне щелевых уплотнений на удалении от центра вращения 0,0793 м (половина от диаметра 158,6 мм) с угловой скоростью $22,5 \text{ с}^{-1}$ (половина от угловой скорости 45 с^{-1}), имеет линейную скорость $1,78 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и, соответственно, скоростной напор 0,16 м. Вычитание значения скоростного напора 0,16 м из величины полного напора, равного 100 м, позволило расчетным методом подтвердить малую величину влияния данного скоростного напора, предоставив возможность практически оперировать величиной 100 м.

Далее представляется целесообразным рассчитать площадь величин зазора между внутренними кольцами щелевых уплотнений, закрепленными на вращающемся рабочем колесе и имеющими наружный диаметр 158 мм, и ответными им наружными кольцами, закрепленными в неподвижном корпусе и крышке насоса и имеющими внутренний диаметр 158,6 мм. Произведенными вычислениями удалось установить, что данная величина равна $0,000149 \text{ м}^2$.

Расход жидкостей и газов, вытекающих из отверстия с площадью поперечного сечения w из объемов, находящихся под напором H , определяется ориентировочно из следующей зависимости [18]:

$$Q = \mu \cdot w \cdot \sqrt{2gH},$$

где μ – коэффициент расхода; w – площадь выходного сечения из объема, м^2 ; g – ускорение свободного падения, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$; H – напор, под действием которого происходит истечение, м.

Принимаем $w = 0,000149 \text{ м}^2$, $H = 100 \text{ м}$.

Для выполнения дальнейших расчетов важным показателем является коэффициент расхода жидкости через щелевое уплотнение рабочего колеса насоса. В источнике [19] данный коэффициент рекомендовано принимать в диапазоне от 0,4 до 0,8, учитывая обстоятельство «При одинаковом радиальном зазоре лабиринтные уплотнения уменьшают расход утечек в 1,7...2 раза по сравнению с щелевыми». При этом в источнике [17] для щелевого уплотнения рабочего колеса центробежного пожарного насоса рекомендовано численное значение 0,6.

После установления вышеуказанных величин, согласно условиям источника [18], становится возможным рассчитать величину перетоков через щелевые уплотнения рабочего колеса при номинальном режиме работы насоса:

$$Q = 0,6 \cdot 0,000149 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 100} = 0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1} = 4 \text{ л/с}.$$

Рассчитанная величина объемных утечек через каждое щелевое уплотнение рабочего колеса центробежного насоса ПН-40УВ, функционирующего в номинальном режиме, составляет 10 % от его подачи, что практически в 2 раза превышает численное значение близкого по показателю быстроходности центробежного насоса американского производства, исследованного в [13]. Однако конструктивные размеры американского сопоставимого аналога уступают показателям рассматриваемого отечественного ПН-40УВ, для чего достаточно сравнить только диаметры сопрягаемых колец щелевого уплотнения: 158 мм – у ПН-40УВ, 105 мм – у американского образца.

Выполненными расчетами установлено, что через переднее щелевое уплотнение при номинальном режиме работы ПН-40УВ перетекает $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ (4 л/с) воды. Аналогичный переток осуществляется и через заднее щелевое уплотнение.

Определение численного значения перетока через переднее щелевое уплотнение, равного $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ (4 л/с), дает возможным рассчитать скорость истечения воды через зазор, равный 2 мм, между входной поверхностью рабочего колеса и всасывающим патрубком насоса. Площадь истечения перетока воды величиной $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ (4 л/с) через данный зазор, равный 2 мм, по окружности диаметром 0,135 м (внутренний входной диаметр рабочего колеса) составит $0,00085 \text{ м}^2$.

Использование уравнения неразрывности (сплошности) потока [18] позволяет рассчитать скорость истечения воды из рассматриваемого зазора, для чего достаточно величину расхода воды из него, равную $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, разделить на величину площади данного зазора, равную $0,00085 \text{ м}^2$. Полученная величина составляет $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Вышеуказанную рассчитанную величину, равную $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, представляется целесообразным сравнить со скоростью основного потока воды, перекачиваемой насосом в номинальном режиме.

Учитывая то обстоятельство, что расход входящей в насос воды при номинальном режиме его работы равен 40 л/с ($0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$), а также то, что данная вода перемещается по всасывающему патрубку, имеющему внутренний диаметр 0,125 м при соответствующей площади его поперечного сечения $0,0123 \text{ м}^2$, скорость основного перекачиваемого потока составит $3,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Таким образом, даже на номинальном режиме работы насоса входящий в него основной поток перекачиваемой воды, имеющий скорость течения $3,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, должен деформироваться под действием перпендикулярно направленного ему перетока через переднее щелевое уплотнение, имеющего скорость течения $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. При этом вполне логично допустить то, что основной поток способен деформироваться до состояния, пока скорость течения воды в нем не достигнет величины, равной $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, сопоставимой со скоростью перетока через переднее щелевое уплотнение.

В связи с этим представляется целесообразным выполнить расчет возможного сужения потока перекачиваемой воды, оперируя принятыми величинами: расходом 40 л/с ($0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$) и скоростью течения $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. Поделив численное значение первого показателя на численное значение второго показателя, удастся получить площадь «живого» сечения основного потока, равную $0,0085 \text{ м}^2$, что соответствует диаметру 0,092 м.

При сравнении площади «живого» сечения, создавшейся под действием перетока через переднее щелевое уплотнение и имеющей величину $0,0085 \text{ м}^2$, с конструктивно предусмотренной площадью, равной $0,0123 \text{ м}^2$, следует отметить уменьшение ее на 31 %.

Вместе с тем необходимо обратить внимание на следующий факт: увеличение осевого зазора между рабочим колесом и всасывающим патрубком насоса снижает скорость истечения воды через него, уменьшая негативное воздействие по сжатию «живого» сечения основного потока перекачиваемой воды на входе в насос.

На рис. 3 схематично представлена модель сужения при входе в пожарный насос ПН-40УВ «живого» сечения основного потока перекачиваемой воды под действием объемных утечек через его переднее щелевое уплотнение.

При этом возросшая на входе в насос скорость основного потока воды вполне логично должна ухудшить его кавитационную характеристику.

С учетом изложенного представляется целесообразным рассмотреть ситуацию, возникающую при работе насоса при той же частоте вращения рабочего колеса (45 с^{-1}), но при меньшем расходе отбираемой от насоса воды, например, в 2 раза – 20 л/с ($0,02 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$). Несложный пересчет показывает, что скорость течения основного потока уменьшится в 2 раза и составит $1,63 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, что позволит еще больше его деформировать практически неизменным перетоком через переднее щелевое уплотнение, имеющим скорость, примерно также равную $4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

В процессе эксплуатации величина зазора в щелевых уплотнениях рабочего колеса насоса возрастает, что приводит к еще большим деформациям потока перекачиваемой среды с соответствующим ухудшением основных его показателей, в первую очередь, кавитационной характеристики.

Представленный выше материал позволил проанализировать влияние конструкции насоса при эксплуатации на его параметры с точки зрения исследования течений в зоне перетоков через переднее щелевое уплотнение.

При этом следует отметить, что не меньшее влияние на технические показатели центробежного насоса оказывают и перетоки через заднее щелевое уплотнение его рабочего колеса. Данное

утверждение вполне логично требует необходимых обоснований, подкреплённых соответствующими расчетами.

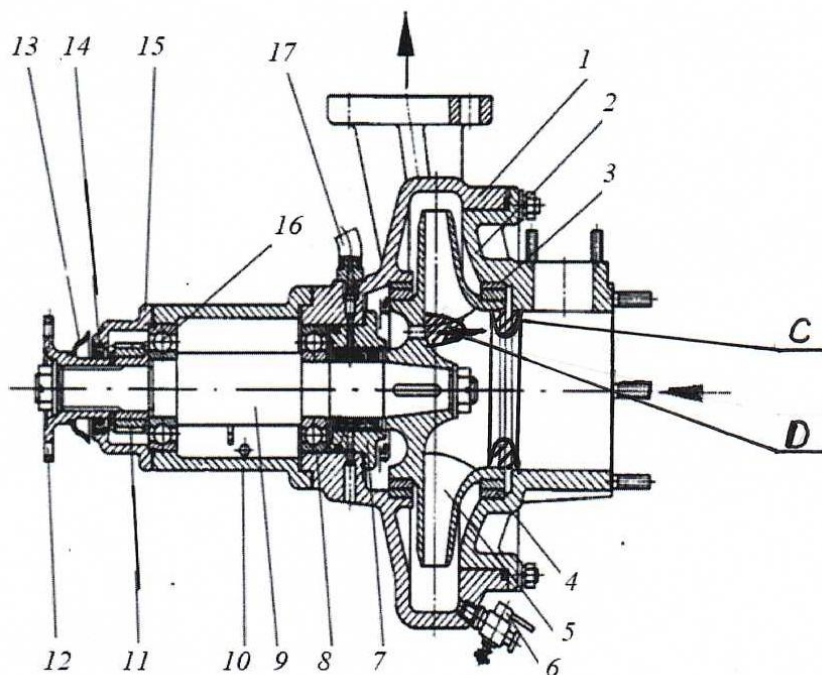


Рис. 3. Локальные зоны деформации основного потока:
C – зона деформации под действием перетока через переднее щелевое уплотнение;
D – зона деформации под действием перетока через заднее щелевое уплотнение и разгрузочное отверстие в вращающемся (заднем) диске рабочего колеса
Fig. 3. Local zones of main flow deformation: C – deformation zone caused by leakage flow through the front clearance seal; D – deformation zone caused by leakage flow through the rear clearance seal and the balancing hole in the driving (rear) shroud of the impeller

Выше по тексту было установлено, что через переднее щелевое уплотнение при номинальном режиме работы перетекает $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ (4 л/с) воды. Аналогичный переток осуществляется и через заднее щелевое уплотнение. Учитывая данное обстоятельство, для устранения негативного воздействия осевой силы с таким же расходом вода должна удаляться из пространства между рабочим колесом и корпусом насоса через разгрузочные отверстия в вращающемся (заднем) диске колеса. Для достижения обозначенной цели в указанном диске имеется 7 отверстий диаметром 10 мм, выполненных по окружности диаметром 95 мм перед входными кромками лопаток рабочего колеса.

Исходя из условий неразрывности (сплошности) потока [18], представляется целесообразным выполнить расчет по установлению скорости истечения воды через указанные отверстия. В данном случае известными величинами являются расход подлежащей перетoku воды, равный $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, и площадь, через которую происходит истечение данной воды, равная произведению количества отверстий (7) и площади одного отверстия ($0,785 \cdot 0,01^2$), что в конечном численном выражении составляет $0,00055 \text{ м}^2$.

Выполнив действие деления величины расхода, равной $0,004 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, на величину площади, равную $0,00055 \text{ м}^2$, получим численное значение величины скорости истечения воды через разгрузочные отверстия в вращающемся (заднем) диске в области перед входными кромками лопаток рабочего колеса насоса, соответственно, равное $7,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

При этом следует обратить внимание на тот факт, что указанные достаточно высокоскоростные перетоки встречаются с основным потоком перекачиваемой воды практически в противоположном направлении, в связи с чем представляется целесообразным рассчитать показатели данного основного потока в зоне его встречи с перетоками.

Для установления скорости течения воды при входе в рабочее колесо известными величинами являются расход основного потока, равный $0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, и площадь входного отверстия колеса, равная произведению $0,785 \cdot 0,135^2$, соответственно, $0,0143 \text{ м}^2$ (без учета уже рассчитанного ра-

нее и схематично представленного на рис. 3 сужения площади «живого» сечения под действием перетока через переднее щелевое уплотнение рабочего колеса).

Выполнив действие деления величины расхода, равной $0,04 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, на величину площади, равную $0,0143 \text{ м}^2$, получим численное значение величины скорости основного потока воды при входе в рабочее колесо в зону входных кромок его лопаток, равное $2,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

В связи с вышеизложенным необходимо обратить внимание на следующее обстоятельство: если влияние перетока воды через переднее щелевое уплотнение рабочего колеса на основной поток, представленное ранее на рис. 2, изобразить схематично в масштабе не вызвало никаких трудностей, то влияние перетоков через заднее уплотнение и разгрузочные отверстия в ведущем (заднем) диске этого же рабочего колеса изобразить в масштабе практически не представляется возможным по причине значительной разности скорости воды, выходящей из указанных разгрузочных отверстий, и скорости воды основного потока. Сложившаяся ситуация позволила изобразить на рис. 3 данное влияние чисто условно без соблюдения масштаба.

Принимая во внимание то обстоятельство, что при разработке конструкции центробежного насоса на стадии проектирования диаметр входа перекачиваемой среды в его рабочее колесо, как и диаметр соответствующего ему всасывающего патрубка, как правило, рассчитывается с учетом максимального приближения, но не достижения критического значения скорости движения данной среды на номинальном режиме работы проектируемого насоса, то рассчитанную выше величину, равную $2,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, целесообразно считать близкой к критической, т. е. практически исключаяющей значимое ее превышение.

Таким образом, возникновение ранее не учитываемых локальных течений на входе в рабочее колесо исследуемого насоса, имеющих значение скорости $7,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ на номинальном режиме его работы, т. е. практически в 2,6 раза превышающей допускаемую критическую скорость в данном месте, закономерно должно оказать свое влияние на осуществляемый процесс перекачивания воды.

При этом, учитывая то обстоятельство, что приведенный выше расчет величин объемных утечек через щелевое уплотнение рабочего колеса исследуемого насоса выполнен впервые, и допуская его недостаточную корректность, представляется целесообразным численные значения данных объемных утечек принять, используя более достоверную информацию из источника [13], в котором для близкого по быстроходности, но немного меньшего по размеру насоса американского производства указанные экспериментально установленные утечки имеют, примерно, в 2 раза меньшую величину.

Выполнив действие деления вновь принятой величины расхода, равной $0,002 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, на величину площади, равную $0,00055 \text{ м}^2$, получим численное значение величины скорости истечения воды через разгрузочные отверстия в ведущем (заднем) диске в области перед входными кромками лопаток рабочего колеса насоса, соответственно, равное $3,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, которое также превышает предусмотренную проектом допускаемую скорость $2,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Учитывая вышеизложенное, следует отдельно отметить, что выходящие с достаточно высокой скоростью из разгрузочных отверстий ведущего (заднего) диска рабочего колеса насоса вращающиеся струйные потоки воды попадают непосредственно в области захвата основного водного потока входными кромками лопаток рабочего колеса, не только возмущая и деформируя его, но и создавая локальные зоны высокоскоростных течений, закономерно сопровождающиеся резким падением давления в них.

Результатом стечения таких неблагоприятных обстоятельств также закономерно должно явиться значительное снижение кавитационной характеристики насоса. Вместе с тем еще более логичным становится объяснение срывов подачи насоса при увеличенных расходах, связанное не только с планомерным возрастанием скорости потока перекачиваемой среды на входе в насос, сопровождаемое снижением давления жидкости в данном месте, но и более стремительным возрастанием разницы скоростей противоположно направленных потоков, встречающихся также в этом месте в жестких условиях локальных возмущений и вынужденной деформации потоков.

В настоящее время существуют мероприятия по устранению рассмотренных негативных воздействий, наиболее простым из которых является техническое решение, предложенное в [20] и связанное с изменением углов встречи контактирующих потоков.

Выводы

1. С целью моделирования локальных течений внутри функционирующих насосных агрегатов при невозможности выполнения непосредственных замеров отдельных параметров представляется целесообразным с использованием известных величин и соблюдением основных законов физики применить допустимые расчетные методы для установления с достаточной вероятностью недостающих показателей.
2. Показатели проходных сечений отдельных элементов внутри функционирующего насосного агрегата могут существенно отличаться от аналогичных показателей этого же насоса в нерабочем состоянии.
3. Увеличение осевого зазора между рабочим колесом и всасывающим патрубком насоса снижает скорость истечения воды через него, уменьшая негативное воздействие по сжатию «живого» сечения основного потока перекачиваемой среды на входе в насос.
4. Предпринимаемые разработчиками центробежных насосов попытки по снижению скорости перемещения перекачиваемой среды при входе в насос для повышения его кавитационной характеристики, как правило, не оказывают влияния на другой, более значимый для этого показатель – максимальную скорость истечения в зону входных кромок лопаток рабочего колеса через его разгрузочные отверстия.
5. Объемные утечки через заднее щелевое уплотнение рабочего колеса центробежного насоса оказывают более значимое негативное влияние на его кавитационную характеристику, чем объемные утечки через переднее щелевое уплотнение.

Список литературы

1. Vollmer H.J. Stoffaustausch in Wasserringpumpen // *Maschinenmarkt*. 1968. Jg. 74, no. 64. P. 1273–1275.
2. Reddy Y.R., Kar S. Theory and Performance of Water Jet Pump // *ASCE Journal of the Hydraulics Division*. 1968. Vol. 94, no. 5. P. 1261–1281.
3. Prager R. Fördercharakteristiken von Flüssigkeitsringmaschinen // *Maschinenbautechnik*. 1972. No. 3. P. 125–129.
4. Ball E.B. Methods Employed to Remedy Water-Hammer Shock in Pumping Systems // *Transactions of the ASME*. 1939. Vol. 61. P. 5–9.
5. Савин М.А. Пожарная техника. Лабораторный практикум: учебно-методическое пособие. Екатеринбург: Уральский институт ГПС МЧС РФ, 2014. 79 с.
6. Stepanoff A.J. Elements of Graphical Solution of Water-Hammer Problems in Centrifugal-Pump Systems // *Transactions of the ASME*. 1949. P. 515–534.
7. Ломакин А.А. Центробежные и пропеллерные насосы. М.: Машгиз, 1950. 320 с.
8. Bergeron L. Du Coup de Bélier en Hydraulique – Au Coup de Foudre en Électricité. Paris: Dunod, 1950. 348 p.
9. Parmakian J. Pressure Surges at Large Pump Installations // *Transactions of the ASME*. 1953. Vol. 75. P. 995–1006.
10. *Zukunftweisende Technik für die Herausforderung von morgen*. Deutschland: Ziegler, Feuerwehr-Katalog, 1989/92. S. 300.
11. Gülich J.F. (Ed.). *Centrifugal Pumps*. 2nd ed. Springer, 2010. 966 p.
12. Perez R.X., Bloch H.P. *Pump Wisdom*. USA: AIChE, 2022. 272 p.
13. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит-ры, 1960. 462 с.
14. Stripling L.B. Cavitation in Turbopumps – Part 2 // *Transactions of the ASME*. 1962. Vol. 84, no. 3. P. 339–350.
15. Руднев С.С., Мелашенко В.И. Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов // *Труды ВНИИГидромаша*. 1968. Вып. 37. С. 167–183.
16. Егоров Г.И., Баландин А.Н., Ведерников Г.В., Изергин В.Л. Совершенствование узлов пожарных насосов. Челябинск: ООО «Приоритет», 1997. 73 с.
17. Алешков М.В., Роевко В.В., Рожков А.В. и др. Пожарная и аварийно-спасательная техника. Часть 1: учебник. М.: Академия ГПС МЧС РФ, 2023. 418 с.

18. Тюрин М.П., Бородин Е.С. Гидрогазодинамика. Практикум. Часть 2: учебное пособие. М.: РГУ им. А.Н. Косыгина, 2018. 147 с.
19. Иванов А.В. Расчет и профилирование шнекоцентробежного насоса турбонасосного агрегата ЖРД: учебное пособие. Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2010. 120 с.
20. Егоров Г.И. Центробежный насос: пат. 235121 Российская Федерация. № 2025102447; заявл. 04.02.2025; опубл. 20.06.2025.

References

1. Vollmer H.J. Stoffaustausch in Wasserringpumpen. *Maschinenmarkt*, 1968, vol. 74, no. 64, pp. 1273–1275.
2. Reddy Y.R., Kar S. Theory and Performance of Water Jet Pump. *ASCE Journal of the Hydraulics Division*, 1968, vol. 94, No. 5. P. 1261–1281.
3. Prager R. Fördercharakteristiken von Flüssigkeitsringmaschinen. *Maschinenbautechnik*, 1972, no. 3, pp. 125–129.
4. Ball E.B. Methods Employed to Remedy Water-Hammer Shock in Pumping Systems. *Transactions of the ASME*, 1939, vol. 61, pp. 5–9.
5. Savin M.A. *Pozharnaya tekhnika. Laboratornyy praktikum: Uchebno-metodicheskoe posobie* [Fire Fighting Equipment. Laboratory Workshop: Educational and Methodological Guide]. Yekaterinburg, 2014. 79 p.
6. Stepanoff A.J. Elements of Graphical Solution of Water-Hammer Problems in Centrifugal-Pump Systems. *Transactions of the ASME*, 1949, pp. 515–534.
7. Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i propellernye nasosy* [Centrifugal and Propeller Pumps]. Moscow, 1950. 320 p.
8. Bergeron L. Du Coup de Bélier en Hydraulique – Au Coup de Foudre en Électricité. Paris: Dunod, 1950. 348 p.
9. Parmakian J. Pressure Surges at Large Pump Installations. *Transactions of the ASME*, 1953, vol. 75, pp. 995–1006.
10. Zukunftweisende Technik für die Herausforderung von morgen. Deutschland: Ziegler, Feuerwehr-Katalog, 1989/92, p. 300.
11. Gülich J.F. (Ed.). *Centrifugal Pumps*. Springer, 2010. 966 p.
12. Perez R.X., Bloch H.P. Pump Wisdom. USA: AIChE, 2022. 272 p.
13. Stepanoff A.I. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and Axial Pumps]. Moscow, 1960. 462 p.
14. Stripling L.B. Cavitation in Turbopumps – Part 2. *Transactions of the ASME*, 1962, vol. 84, no. 3, pp. 339–350.
15. Rudnev S.S., Melashchenko V.I. [Reverse Flows at the Impeller Inlet and Their Influence on the Head Curve Shape of Centrifugal Sectional Pumps] *Proceedings of VNIIGidromash* [All-Union Scientific Research Institute of Hydraulic Machinery], 1968, iss. 37, pp. 167–183. (In Russ.)
16. Egorov G.I., Balandin A.N., Vedernikov G.V., Izergin V.L. *Sovershenstvovanie uzlov pozharnykh nasosov* [Improvement of Fire Pump Components]. Chelyabinsk, 1997. 73 p.
17. Aleshkov M.V., Roenko V.V., Rozhkov A.V., et al. *Pozharnaya i avariynno-spasatel'naya tekhnika. Chast' 1* [Firefighting and Emergency Rescue Equipment. Part 1]. Moscow, 2023. 418 p.
18. Tyurin M.P., Borodina E.S. *Gidrogazodinamika. Praktikum. Chast' 2* [Hydrogasdynamics. Workshop. Part 2]. Moscow, 2018. 147 p.
19. Ivanov A.V. *Raschet i profilirovanie shekotsentrobezhnogo nasosa turbonasosnogo agregata ZHRD: Uchebnoe posobie* [Calculation and Profiling of a Screw-Centrifugal Pump for a Liquid-Propellant Rocket Engine Turbopump Unit: Educational Guide]. Voronezh, 2010. 120 p.
20. Egorov G.I. *Tsentrobezhnyy nasos* [Centrifugal Pump] Patent Russian Federation 235121; No. 2025102447; filed 04.02.2025; published 20.06.2025.

Информация об авторах

Егоров Григорий Иванович, кандидат технических наук, директор ООО «ГРЕГОР», Челябинск, Россия; egorovgrig17@mail.ru

Алябьев Вадим Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, доцент Передовой инженерной школы, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; aliabevva@susu.ru

Пташкина-Гирина Ольга Степановна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергообеспечения и автоматизации технологических процессов, Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия; girina2002@mail.ru

Information about the authors

Grigory I. Egorov, Candidate of Technical Sciences, Director, GREGOR LLC, Chelyabinsk, Russia; egorovgrig17@mail.ru

Vadim A. Alyabyev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Advanced Engineering School, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; aliabevva@susu.ru

Olga S. Ptashkina-Girina, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Energy Supply and Automation of Technological Processes, South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia; girina2002@mail.ru

Статья поступила в редакцию 21.04.2026; принята к публикации 25.05.2026.

The article was submitted 21.04.2026; accepted for publication 25.05.2026.