

УДК 621.22; 621.65

**НАСОСНЫЙ ЭФФЕКТ
ДИСКОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

© О. В. Алексенко, А. А. Евтушенко, к.т.н., доцент,
С. М. Яхненко, к.т.н., доцент,
Сумский государственный университет, Сумы, Украина

В роботі наведено результати вивчення роботи відцентрових насосів з робочими колесами з малою кількістю лопастей та імпелерами на покривному та основному дисках. Виявлено підвищення напору таких насосів в результаті встановлення імпелерів.

The article is contain the results of investigation the work of centrifugal pump with low vane impeller and vanes at the impeller disks. The experiments showed head increasing in these pumps as a result of disk vanes work.

Жидкости с твердыми включениями и газожидкостные смеси (ГЖС) составляют большую долю от общего объема перекачиваемых центробежными насосами сред. Конструкции центробежных насосов для ГЖС и загрязненных жидкостей отличаются от традиционных конструкций для чистых жидкостей [1, 2, 3]: имеют перерасширенную меридианную проекцию, уменьшенное число лопастей ($z \leq 3$), на дисках рабочего колеса устанавлива-

ются импеллеры, ширина полос-тей между диском рабочего колеса и корпусом насоса (пазух) по сравнению с обычными центробежными насосами увеличена. Эти конструктивные особенности вводятся для получения требуемых эксплуатационных показателей. Но они отрицательно влияют на распределение энергии в таких насосах. В современных условиях показатели экономичности работы насоса очень важны. Для улучшения показателей экономичности нам представляется интересным использовать влияние дисков рабочего колеса.

Впервые влияние дисков рабочего колеса было обнаружено в насосах для чистых жидкостей. Рабочие колеса (рис. 1) таких насосов имеют гладкие диски и небольшие проходные сечения пазух. Потoki рабочей среды, проходя через пазуху, отбирают энергию, передаваемую рабочим колесом жидкости. Эксперименты, проведенные в ВИГМе, показали, что часть жидкости из рабочего колеса сбегает по наружной поверхности дисков со-

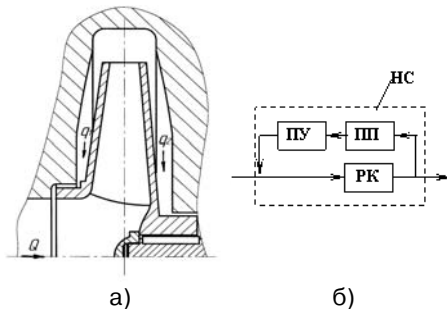
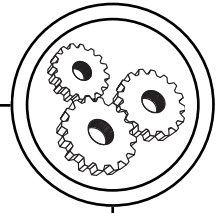


Рис. 1. Насосная ступень (НС) центробежного насоса для чистых жидкостей (а) и схема потоков жидкости в насосе (б) (П — подвод, ПУ — переднее уплотнение, ПП — передняя пазуха, ПК — рабочее колесо)



скоростью u_2 и смешивается с потоком, который имеет окружную скорость, меньшую u_2 . Это увеличивает энергию потока. Подобный эффект наблюдали и авторы работы [4]. Влияние дисков рабочего колеса на параметры центробежного насоса было названо насосным эффектом.

Дальнейшее изучение насосного эффекта вращающихся дисков показало его ценность в некоторых отраслях промышленности и привело к возникновению дисковых насосов.

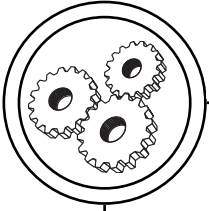
Одно из основных отличий центробежных насосов для жидкостей с твердыми включениями и для ГЖС — наличие импеллеров на дисках рабочего колеса. В центробежных насосах для чистой жидкости импеллеры устанавливаются на основном диске рабочего колеса для уменьшения осевой силы. В научных публикациях [5] импеллеры рассматриваются как гидродинамические уплотнения при нулевой подаче, что не в полной мере отражает их рабочий процесс. Импеллер закручивает жидкость в пазухе, что приводит к образованию вихрей. Кориолисовы силы воздействуют на эти вихри, стремясь сместить их к периферии. Энергия, передаваемая лопатками импеллеров жидкости в пазухах, зависит от величины утечки. Работа импеллеров также является насосным эффектом дисков рабочего колеса. В конструкциях центробежных насосов с нормальным числом лопастей, энергия основного потока жидкости, прошедшего через каналы рабочего колеса, значительно превышает энергию, передаваемую импеллерами, жидкости в пазухе. В результате поток через пазуху остается направленным к центру, также как и при гладких дисках, хо-

тя насосный эффект несколько затормаживает его.

При малом числе лопастей энергия жидкости на выходе рабочего колеса невелика. Влияние импеллеров на работу насоса более ощутимо, чем в насосах с нормальным числом лопастей. Импеллеры в пазухе центробежного насоса работают подобно вихревому рабочему колесу, однако высота лопаток невелика (5...10 мм), что приближает их к дисковым насосам.

Во ВНИИГидромаше [2] в 80-е годы XX века был разработан целый типоразмерный ряд консольных центробежных насосов для перекачивания загрязненных жидкостей. Эти насосы имели рабочие колеса с расширенными каналами. Импеллеры устанавливались на основном диске для предотвращения попадания твердых частиц в уплотнение вала. При этом для уменьшения забивания переднего уплотнения щелевое уплотнение было заменено радиальным. Радиальное уплотнение при том же уплотняемом давлении, что и щелевое, на порядок увеличивает утечку. Осевая сила, действующая со стороны покрывающего диска увеличивается, а значит результирующая осевая сила несколько снижается. Для получения требуемых эксплуатационных качеств в этих насосах были значительно снижены показатели экономичности — напора и КПД насоса.

Работа импеллеров в пазухах центробежного насоса с рабочим колесом с малым числом лопастей еще мало изучена. Как показал литературный анализ, исследовались импеллеры, установленные на основном диске в качестве уплотнения и для снижения осевой силы. Работа импеллеров на покрывающем диске рабочего колеса



центробежного насоса практически не изучена, как и совместная работа импеллеров на обоих дисках. Исходя из этого, была поставлена задача исследования работы импеллеров, установленных на дисках рабочего колеса, в насосах с малым числом лопастей и выявления влияния насосного эффекта на баланс энергии центробежных насосов.

На кафедре прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ) проводились экспериментальные исследования консольных центробежных насосов с малым числом лопастей. Их конструкция отличалась тем, что импеллеры установили не только на основном диске, но и на покрывающем (рис. 2, а). В основном диске сделали 4 отверстия. Были проведены энергетические испытания этих насосов с импеллерами и без [6]. Результаты этих исследований показали, что установка импеллеров на обоих дисках рабочего колеса приводит к повышению напора в среднем на 10 %. Это однозначно говорит о насосном эффекте дисков рабочего

колеса, на которых установлены импеллеры.

Результаты этих исследований показали, что в центробежных насосах для загрязненных жидкостей и ГЖС импеллеры и малое число лопастей приводят к более существенному влиянию насосного эффекта дисков рабочего колеса на характеристики насоса. Можно предположить, что в этом случае энергии, передаваемой импеллерами, достаточно для того, чтобы направить жидкость в пазухе от центра к периферии. При этом импеллеры работают как вихревое рабочее колесо. Схема потоков жидкости представлена на рис. 2, б. Таким образом, баланс энергии этой конструкции центробежных насосов отличается от традиционного.

Прежде всего сравним балансы энергии обычного центробежного насоса и насоса с рабочим колесом с малым числом лопастей и импеллерами на покрывающем и основном дисках. Рассмотрим баланс энергии насосной ступени центробежного насоса для чистой жидкости (рис. 1). Потоки рабочей среды в пазухах отбирают энергию, передаваемую рабочим колесом жидкости. Поэтому напор насоса такой конструкции:

$$H_H = H_T - \sum h \quad (1)$$

где H_T — теоретический напор, передаваемый жидкости рабочим колесом; $\sum h = h_{PK} + h_O$ — суммарные потери напора в каналах рабочего колеса и в отводящем устройстве.

Через пазухи насоса протекают паразитные потоки, отбирающие энергию, создаваемую рабочим колесом:

$$Q_H = Q_{PK} - Q_{ПП} - Q_{ЗП} \quad (2)$$

где Q_{PK} — подача рабочего колеса, $Q_{ПП}$ — подача передней пазухи, $Q_{ЗП}$ — подача задней пазухи.

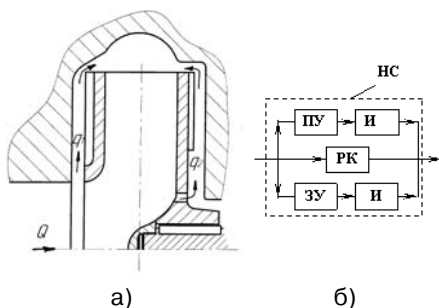
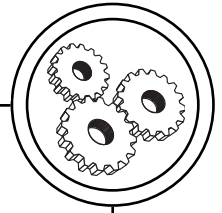


Рис. 2. Насосная ступень (НС) центробежного насоса с малым числом лопастей для загрязненных жидкостей (а) и схема потоков жидкости в насосе (б) (ПУ — переднее уплотнение, И — импеллер, ЗУ — заднее уплотнение, РК — рабочее колесо)



По результатам экспериментов [6] можно предположить, что в центробежных насосах с рабочим колесом с малым числом лопастей и импеллерами на дисках направление потоков в пазухах совпадает с направлением основного потока. Результирующий напор насоса:

$$\begin{aligned}
 H_H &= H_T - \sum h = \\
 &= H_{\text{ПИ}} - h_{\text{ПИ}} - h_{\text{РУ}} - h_{\text{ВПП}} - h_0 = \\
 &= H_{\text{ЗИ}} - h_{\text{ЗИ}} - h_{\text{ОТ}} - h_{\text{ВЗП}} - h_0, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где $H_{\text{ПИ}}$ — напор, создаваемый передним импеллером, $H_{\text{ЗИ}}$ — напор, создаваемый задним импеллером, $h_{\text{ПИ}}$ — потери напора в переднем импеллере, $h_{\text{ЗИ}}$ — потери напора в заднем импеллере, $h_{\text{РУ}}$ — потери напора в радиальном уплотнении, $h_{\text{ВПП}}$ — потери напора на выходе из передней пазухи, $h_{\text{ОТ}}$ — потери напора в отверстиях основного диска, $h_{\text{ВЗП}}$ — потери напора на выходе из задней пазухи.

Фактически работу такого насоса можно представить как работу трех параллельно работающих насосов: одного центробежного (рабочее колесо) и двух вихревых (переднего и заднего импеллеров). При этом подача реального насоса будет состоять из суммы подач этих насосов:

$$Q_H = Q_{\text{РК}} + Q_{\text{ПИ}} + Q_{\text{ЗИ}}. \quad (4)$$

В данном случае импеллеры и рабочее колесо работают как параллельные насосы. При этом объемный КПД этого насоса равен 1, так как потоки в пазухах направлены к периферии. При этом потоки в пазухах на выходе объединяются с потоком из рабочего колеса и увеличивают энергию перекачиваемой жидкости.

Очевидно, что с уменьшением числа лопастей энергия, передаваемая жидкости рабочим колесом, уменьшается. В предельном случае однолопастное рабочее колесо имеет самый низкий напор. В насосе с таким колесом насосный эффект будет наиболее заметен. Для более глубокого исследования насосного эффекта дисков с импеллерами на кафедре ПГМ СумГУ были проведены испытания консольного центробежного насоса с однолопастным рабочим колесом. На покрывающем диске было установлено 9 импеллеров, на основном — 6 импеллеров. В основном диске сделали 4 отверстия. Переднее уплотнение — радиальное. Для изучения работы импеллеров залили рабочее колесо гипсом. Изучались следующие случаи: залиты оба импеллера и отверстия,

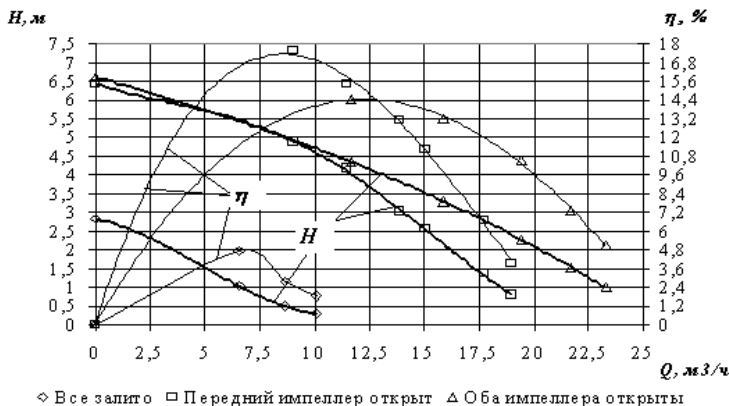
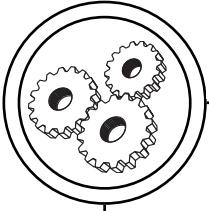


Рис. 3. Насосный эффект пазух ($n = 1450$ об/мин)



открыт передний импеллер, открыты оба импеллера. Результаты энергетических испытаний приведены на рис. 3.

В первом случае (залито все) пазуха насоса работает как малонапорный дисковый насос наибольшим КПД 4,8 % при напоре 1,1 м.

Во втором случае открытый передний импеллер работает как вихревое рабочее колесо. Результаты эксперимента показывают, что установка импеллера в передней пазухе увеличивает напор по сравнению с первым случаем в 4 раза — $H = 4,6$ м при максимальном КПД 21 %. Оптимум смещается в зону больших подач (Q_{opt} увеличивается примерно в 1,5 раза). Напорная характеристика круто падающая. КПД имеет четко выраженный максимум с малой рабочей зоной.

При открытых обоих импеллерах передний импеллер работает как рабочее колесо. На подачах $Q \leq Q_{opt}$ напорная характеристика практически совпадает с характеристикой при открытом переднем импеллере, а влияние заднего практически

незаметно. С повышением расхода через насос поток через передний импеллер увеличивается, а задний импеллер работает как уплотнение. Задний импеллер как бы запирает заднюю пазуху, утечка через концевое уплотнение уменьшается. В результате при больших подачах напор повышается. Напорная характеристика становится более пологой. Общий уровень КПД падает, по-видимому, вследствие увеличения потерь мощности на трение. Рабочая зона увеличивается почти в 2 раза.

Исследование статического давления в пазухе насоса, представленное на рис. 4, подтвердило это предположение. При нулевой подаче задний импеллер не влияет на распределение давления в передней пазухе (рис. 4, а). С увеличением подачи до оптимальной влияние подачах $Q \leq Q_{opt}$ также практически нет (рис. 4, б). При $Q > Q_{opt}$ открытый задний импеллер повышает статическое давление в пазухе и увеличивает напор насоса (рис. 4 в, г).

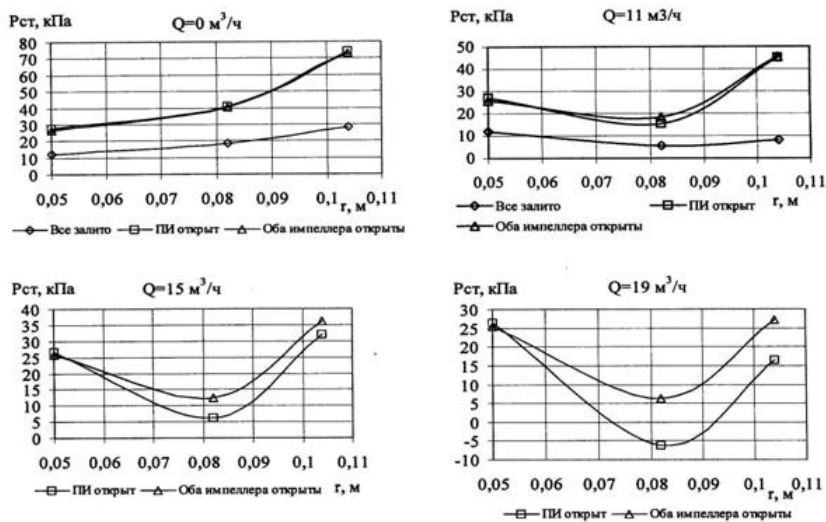
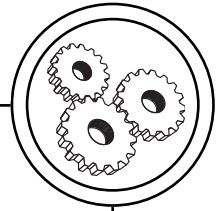


Рис. 4. Исследование статического давления в пазухе насоса



По результатам проведенных испытаний можно сделать следующие выводы:

В центробежных насосах с $n_s \geq 120$ и малым числом лопастей установка импеллеров на покрывающий диск приводит к повышению напора насоса. При этом объемный КПД насоса увеличивается вплоть до 1 при установленном заднем импеллере и отверстиях в основном диске.

При подачах насоса, меньших оптимальной, вклад в повышение напора насоса вносят импеллеры, установленные на покрывающем диске. Импеллеры на основном диске влияют на напор насоса при подачах, больших оптимума.

Установка импеллеров на дисках увеличивает потери на диско-

вое трение, что приводит к снижению КПД насоса до 5 % при подачах, близких Q_{opt} . Характер зависимости КПД от подачи насоса выравнивается (рабочая зона расширяется).

Использование насосного эффекта дисков в центробежных насосах с малым числом лопастей позволяет улучшить показатели экономичности без ухудшения эксплуатационных качеств, что очень важно при перекачивании жидкостей с твердыми включениями.

Для проектирования таких насосов требуются рекомендации по подбору числа импеллеров и их геометрического размера для нахождения оптимального соотношения повышаемого напора и снижаемого КПД насоса.

1. Животовский Л. С., Смойловская Л. А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. — М.: Машиностроение. — 1978. — 223 с. 2. Караханьян В. К. Новые насосы для перекачивания различных взвешенных неабразивных веществ, волокнистых масс и газонасыщенных суспензий // Качество и эффективность насосного оборудования // Труды ВНИИГидромаш. — 1984. — С. 3—16. 3. Яхненко С. М. Динамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / СумГУ — Сумы. — 2003. — 210 с. 4. Малушенко В. В., Головин В. А. О дисковых потерях в ступени центробежного насоса низкой быстроходности // Известия вузов. Энергетика. — 1974. — № 3. — С. 115—122. 5. Краев Н. В., Овсянников Б. В., Шапиро А. Г. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных насосов. — М.: Машиностроение. — 1976. — 104 с. 6. Яхненко С. М. Конструктивные особенности пазух рабочего колеса и их влияние на характеристику насоса // Вестник НТУУ КПИ. Машиностроение. — 1999. — Вып. 36. — С. 523—527.

Надійшла до редакції 15.07.04