

---

---

## ПРИКЛАДНА ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА І ТЕПЛОМАСООБМІН

---

---

УДК 621.65: 532.529

### ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ СМЕСЕЙ

*С.С. Антоненко, канд. техн. наук;  
Э.В. Колисниченко, канд. техн. наук,  
Сумский государственный университет, г. Сумы*

*В статье представлены результаты исследования работы центробежных насосов, имеющих рабочие колеса с малым числом лопастей. Результаты экспериментального исследования и литературного анализа обобщены в виде предложенной характеристики, с помощью которой можно выбрать насосное оборудование, максимально отвечающее заданным требованиям.*

**Ключевые слова:** *центробежный насос, газожидкостная смесь, устойчивая работа, срыв параметров, рабочий процесс, рабочее колесо.*

*У статті наведені результати дослідження роботи відцентрових насосів, що мають робочі колеса з малою кількістю лопатей. Результати експериментального дослідження та літературного аналізу узагальнені у вигляді запропонованої характеристики, за допомогою якої можна вибрати насосне обладнання, що максимально відповідає заданим вимогам.*

**Ключові слова:** *відцентровий насос, газорідинна суміш, стійка робота, срыв параметрів, робочий процес, одно- та дволопатеve робоче колесо.*

### ВВЕДЕНИЕ

Все многообразие перекачиваемых сред по фазовому составу можно классифицировать на однофазные (содержат только жидкую фазу), двухфазные (содержат жидкую и твердую или жидкую и газообразную фазы) и трехфазные (содержат жидкую, твердую и газообразную фазы). Поэтому проблема перекачивания гидросмесей является важной для многих отраслей промышленности.

Развитие ряда отраслей промышленности, связанных с переработкой, перемещением газонасыщенных суспензий (нефтедобывающая, нефтеперерабатывающая, пищевая, микробиологическая и др.), требует создания специального насосного оборудования, способного эффективно перекачивать продукты с высоким уровнем газосодержания в перекачиваемой смеси. При этом основными эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к указанному насосному оборудованию, являются: а) предельное газосодержание перекачиваемой среды, б) экономичность, в) массогабаритные показатели [1, 2]. Исходя из этого следует, что основным критерием, определяющим уровень производственных затрат у потребителя, является предельное газосодержание перекачиваемой среды, отодвигая показатель экономичности насоса на второй план.

## СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

В составе современных гидравлических сетей наиболее используемым является насосное оборудование гидродинамического принципа действия, рабочий процесс которого является недостаточно изученным даже при работе на чистых (т.е. не содержащих примесей) жидкостях. Касаемо гидросмесей возникает еще больше неизвестных в работе указанного насосного оборудования.

В настоящее время наиболее исследованным и, как следствие, наиболее применяемым для перекачивания газожидкостных смесей (ГЖС) являются насосы традиционных конструктивных схем, область параметров которых охватывает диапазон быстроходности  $35 \leq n_s \leq 1200$ . В случае перекачивания смесей жидкости и газа указанные насосы имеют ряд недостатков, в числе которых низкий коэффициент полезного действия (КПД) и срыв параметров при избыточном газосодержании в перекачиваемой среде. В этом плане особого внимания требует анализ понятия качества работы динамических насосов на гидросмесях в целом и на ГЖС в отдельности. При перекачивании жидкостей с высоким газовым фактором суммарные технико-экономические показатели качества работы насосного оборудования являются наиболее приемлемыми не только по отношению к обычному КПД при работе насоса на чистой жидкости. Сегодня большего внимания требуют другие показатели, в числе которых – свойство "устойчивой работы" динамического насоса. Под понятием "устойчивой работы" подразумевается свойство насоса работать на ГЖС без потери его работоспособности при высоких уровнях газосодержания в перекачиваемой смеси. Потеря работоспособности возникает вследствие срыва параметров насоса (происходит полное прекращение его подачи).

Проблема срыва параметров актуальна для всех лопастных насосов. По своим внешним проявлениям данная особенность идентична более исследованному – кавитационному срыву параметров насоса. Рассматриваемый срыв параметров приводит к полной потере работоспособности гидравлической сети, что чаще всего влечет за собой экономические убытки, существенно превышающие стоимость используемого в ее составе насосного оборудования.

Для предотвращения случаев потери работоспособности гидравлических сетей, работающих на газожидкостных смесях, как правило, используется специальное насосное оборудование, оснащенное дополнительными конструктивными узлами [3]. Его применение позволяет исключить указанные случаи потери работоспособности, но одновременно ведет к повышению себестоимости и снижению надежности в работе таких сетей. Поэтому основным технологическим требованием, предъявляемым насосному оборудованию, перекачивающему ГЖС, является простота конструкции.

На сегодняшний день существует потребность в насосах с различными значениями коэффициента быстроходности. Принимая во внимание необходимость обеспечения хотя бы относительно высокого уровня их КПД, возникает вопрос об использовании насосов для заданных условий работы, с разным конструктивным исполнением их проточной части. При этом основными критериями, которыми определяется выбор конструктивного исполнения проточной части насосов, являются: КПД ( $\eta$ ), коэффициент быстроходности ( $n_s$ ), величина критического объемного газосодержания ( $\beta_{кр}$ ), которая является показателем устойчивой работы насоса при работе его на ГЖС.

На данный момент наименее исследованным в области перекачивания ГЖС является диапазон быстроходности  $130 \leq n_s \leq 300$ . Поэтому вопрос выбора наиболее эффективного насосного оборудования для данного диапазона остается открытым.

Благодаря проведенному обзору литературы было установлено, что зарубежные производители настаивают, что наиболее эффективным в плане незабываемости и простоты конструкции в этом диапазоне могут применяться центробежные насосы, имеющие рабочие колеса (РК) с малым числом лопастей.

Известно, что центробежные насосы традиционных конструктивных схем устойчиво работают, когда величина критического объемного газосодержания не превышает 10-15% от общего объема перекачиваемой смеси [4]. Согласно данным, полученным в ходе литературного обзора, центробежные насосы, имеющие РК с малым числом лопастей, эффективны при гораздо больших объемах газа в перекачиваемой смеси [5 - 8]. Вместе с тем имеющиеся по этому вопросу материалы носят, в основном, лишь рекламный характер и не содержат в себе необходимых количественных характеристик и, тем более, методических рекомендаций по их проектированию с учетом особенностей работы на ГЖС. Поэтому вопрос о том, насколько эффективно использование центробежных насосов, имеющих РК с малым числом лопастей, для перекачивания ГЖС с высоким газовым фактором, остается открытым.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На кафедре прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ) был проведен ряд исследований по изучению рабочего процесса центробежного насоса, имеющего малое число лопастей в колесе, при его работе на ГЖС. При этом исследованиям подвергались одно- и двухлопастные РК с различным конструктивным исполнением их проточных частей (см. рис.1).

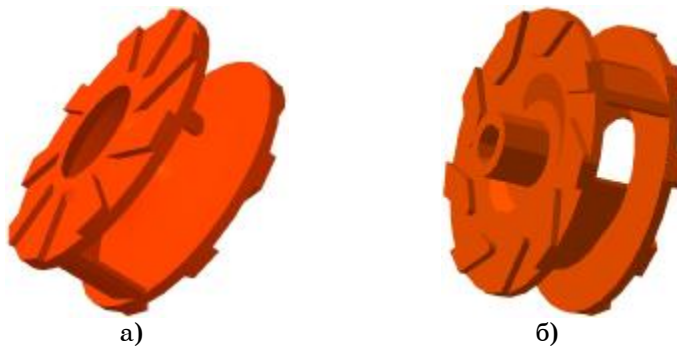


Рисунок 1 - Рабочие колеса исследуемого насоса:  
а) однолопастное, б) двухлопастное

Центробежные насосы с одно- и двухлопастными РК для отечественного насосостроения являются новым видом насосного оборудования. Вместе с тем, имеющиеся информационные материалы, а также результаты исследований кафедры ПГМ СумГУ, позволяют говорить о наличии области применения, где данное оборудование наиболее эффективно [9]. В нашем представлении это область коэффициентов быстроходности  $130 \leq n_s \leq 300$ , где они могут быть заменой свободновихревых насосов - сохраняют основные эксплуатационные показатели последних, но превосходят их по экономичности [5,9,10].

Специфичность состава перекачиваемых сред требует нетрадиционного для центробежных насосов конструктивного исполнения их проточной части. Здесь речь идет о геометрии передней и задней пазух рабочего колеса. РК выполнены с параллельными дисками, т.е. ширина их на

входе и выходе одинакова. Все рабочие колеса имеют идентичную форму меридиональной проекции, одинаковый наружный диаметр  $D_2$ , а также коэффициент ширины РК  $K_{b2}=0,58$ . Сопряжение входных и выходных участков лопасти в данных РК выполнено дугой, описывающейся спиралью Архимеда. Лопасти всех колес имеют толщину, равную  $\delta=0,1D_{вс}$  ( $D_{вс}$  – диаметр всасывающего патрубка). Отличительной чертой данных РК является то, что со стороны основного и покрывающего дисков выполнены импеллеры. Испытания проводились в отводе кольцевого типа, зазор между РК и языком отвода примерно равнялся ширине РК.

Для оценки влияния газа на характеристики насоса использовались соотношения безразмерных коэффициентов напора, подачи, мощности и КПД к безразмерным коэффициентам этих параметров в оптимальной точке при перекачивании насосом чистой жидкости:  $\psi/\psi_0$ ,  $\varphi/\varphi_0$ ,  $\mu/\mu_0$ ,  $\eta/\eta_0$ . Общая характеристика насоса была получена в результате снятия частных характеристик в рабочем интервале при подачах  $0,6Q_0$ ,  $0,7Q_0$ ,  $0,85Q_0$ ,  $Q_0$ ,  $1,1Q_0$ . Количество впускенного воздуха увеличивалось до полного прекращения подачи насоса.

По результатам проведенных испытаний получены безразмерные коэффициенты напора ( $\psi_0$ ), подачи ( $\varphi_0$ ), мощности ( $\mu_0$ ) и КПД ( $\eta_0$ ) в оптимальной точке при работе насоса на чистой жидкости. Указанные безразмерные коэффициенты представлены в таблице. Характеристики исследуемых насосов в оптимальной точке в зависимости от уровня газосодержания показаны на рис. 2, 3.

Таблица 1 - Основные безразмерные характеристики испытанных насосов

Тип насоса	$\psi_0$	$\varphi_0$	$\mu_0$	$\eta_0$
С двухлопастным РК	0,758	0,027	0,038	0,54
С однолопастным РК	0,618	0,025	0,029	0,53

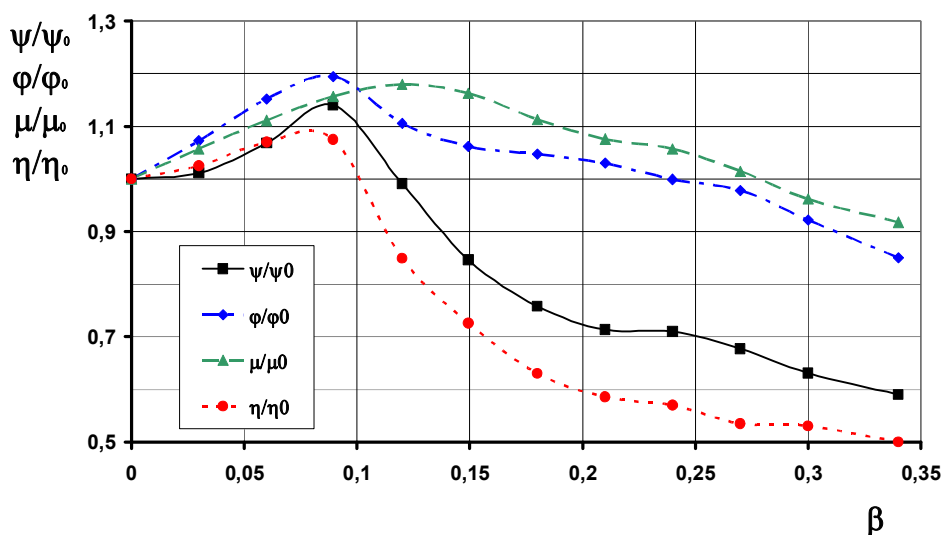


Рисунок 2 - Изменение параметров насоса с двухлопастным РК в оптимальном режиме в зависимости от расходного газосодержания

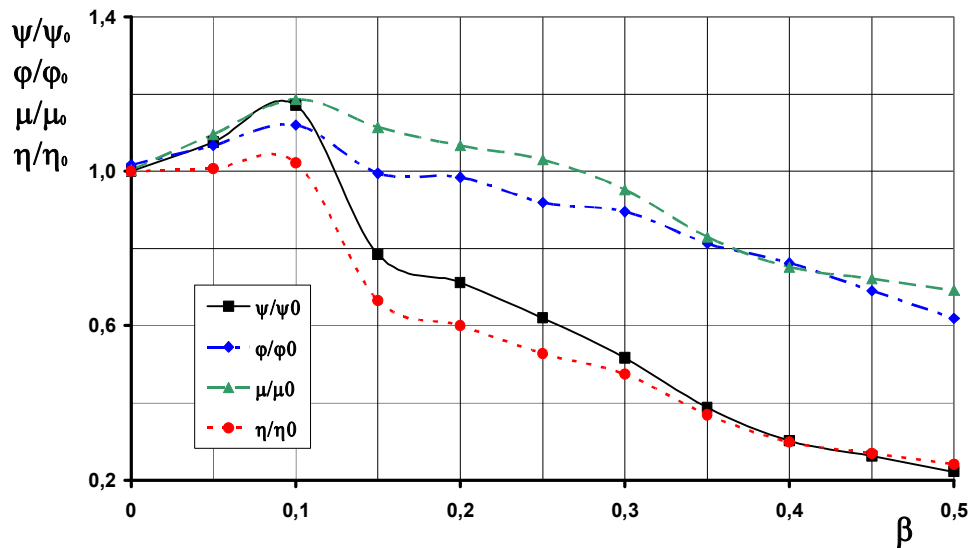


Рисунок 3 - Изменение параметров насоса с однолопастным РК в оптимальном режиме в зависимости от расходного газосодержания

Из рисунков видно, что максимальная величина критического объемного газосодержания для центробежного насоса с двухлопастным РК –  $\beta_{кр}=0,34$ , ЦБ насоса с однолопастным РК достигает значения  $\beta_{кр}=0,5$ .

Следует отметить тот факт, что при увеличении уровня газосодержания в случае центробежного насоса с двухлопастным РК – от 0 до 0,07, а также насоса с однолопастным РК – от 0 до 0,12 наблюдается рост всех параметров насоса по сравнению с чистой жидкостью. Это же явление описано в работе [8], где говорится о том, что при уменьшении числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса (с семи до трех), работающего на ГЖС с небольшим количеством газа ( $\beta \leq 0,022$ ), его параметры слегка возрастают по сравнению с чистой жидкостью. Пузырьки газа равномерно распределены всей жидкости. Причина такого явления авторами не была раскрыта. Однако, по нашему мнению, суть его заключается в том, что на начальных стадиях подачи газа газовые пузырьки располагаются равномерно по всему объему жидкости, не изменяя структуру смеси. При этом плотность ГЖС по сравнению с чистой жидкостью уменьшается, что и ведет к росту параметров насоса. Аналогичное явление используется в эрлифтных установках, где подъем газожидкостной смеси осуществляется за счет уменьшения плотности этой смеси по сравнению с чистой жидкостью [11].

При дальнейшем увеличении количества газовой фазы в смеси параметры насосов падают. Это можно объяснить тем, что наряду с уменьшением плотности перекачиваемой газонасыщенной смеси, по мере увеличения количества в ней газовой фазы, происходит слияние газовых пузырьков, которые приводят к разрыву сплошности потока в проточной части насоса. Параметры насоса при этом снижаются. Срыв параметров происходит вследствие того, что увеличивающийся в размерах газовый пузырь “запирает” выходное сечение насоса.

#### РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ РАБОТЫ НА ГЖС

Как уже говорилось, потребность в надежном и простом насосном оборудовании для перемещения газонасыщенных жидкостей ощущается в

различных отраслях промышленности. Достаточно сказать, что Евросоюзом финансируется программа “Посейдон”, которая направлена на разрешение указанной проблемы, стоимость которой исчисляется миллионами долларов.

Каждый раз, когда организации, эксплуатирующие насосное оборудование, принимают решение освоить новый его вид, прежде всего они сталкиваются со множеством проблем. Одной из них является проблема выбора наиболее эффективного для заданных условий работы типа насоса. При этом выбор осуществляется на основании основных эксплуатационных требований, предъявляемых организацией-заказчиком.

Так, для условий перекачивания ГЖС, к основным эксплуатационным требованиям, предъявляемым к насосному оборудованию, относятся:

1) возможность устойчиво (без срыва параметров) работать на ГЖС с высокой долей газовой фазы;

2) обеспечение относительно высокого КПД;

3) простота конструкции.

На основании проведенных исследований в области перекачивания ГЖС, а также на основании литературного анализа была построена зависимость для центробежных насосов, которые имеют РК со стандартным (7) и уменьшенным (2 и 1) количеством лопастей. При помощи данной зависимости можно осуществлять выбор наиболее приемлемого насосного оборудования для заданных условий работы (см. рис.4).

Из характеристики следует, что в диапазоне газосодержания от 0 до 0,15 наиболее эффективным является использование рабочих колес традиционного конструктивного исполнения. При этом максимальный уровень КПД изменяется от 0,85 до 0,68.

В диапазоне от 0,15 до 0,34 выбор делается в пользу двухлопастных РК, с увеличением уровня газосодержания КПД изменяется в диапазоне от 0,56 до 0,23.

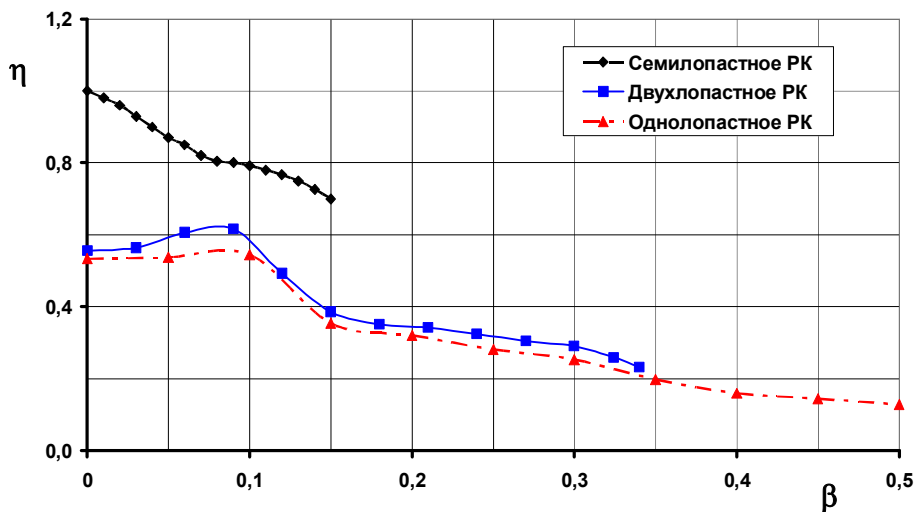


Рисунок 4 - Характеристика по выбору наиболее эффективного насосного оборудования для условий работы на ГЖС

В диапазоне от 0,34 до 0,5 может быть использовано насосное оборудование с однолопастными РК. КПД изменяется от 0,53 до 0,13.

Очень хорошо видно, что на начальных этапах подачи газа эффективность работы насосов с одно- и двухлопастными РК повышается.

## ВЫВОДЫ

По результатам проведенных исследований можно сделать ряд выводов:

- проведены экспериментальные исследования работы центробежных насосов с одно- и двухлопастными РК;
- получены энергетические характеристики работы на ГЖС центробежного насоса с одно- и двухлопастными РК;
- определена максимальная величина объемного газосодержания, при которой еще возможна работа насоса с одно- и двухлопастными РК;
- установлено, что на начальных стадиях газонасыщения наблюдается рост всех параметров насоса по сравнению с его работой на чистой жидкости;
- на основании экспериментальных и литературных исследований была предложена характеристика по выбору наиболее эффективного насосного оборудования для условий работы на ГЖС.

## SUMMARY

### THE POSSIBILITY OF USING THE CENTRIFUGAL PUMPS FOR PUMPING GAS-LIQUID MIXTURES

*S.S. Antonenko, E.V. Kolesnichenko*  
Sumy State University, Sumy

*The article presents the results of research of operation of centrifugal pumps treating the gas – liquid mixtures. The impellers of these pumps have small number of blades. The article presents comparative characteristics of influence of design features of the hydraulic passages of impellers with small number of blades on the working process of centrifugal pumps treating the gas-liquid mixtures.*

**Keywords:** *centrifugal pump, gas-liquid mixture, stable operation, derangement of parameters, working process, impeller.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Животовский Л.С. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей / Л.С. Животовский, Л.А. Смойловская. – М.: Машиностроение, 1978. – 223 с.
2. Басов А.И. Механическое оборудование обогатительных фабрик и заводов тяжелых цветных металлов: учебник для техникумов. – 3-е изд. – М.: Металлургия, 1984. – 352 с.
3. Караханьян В.К. Новые насосы для перекачивания неабразивных веществ, волокнистых масс и газонасыщенных суспензий // Качество и эффективность насосного оборудования. Труды ВНИИ Гидромаш. – 1984. – С. 3-16.
4. Конструкции центробежных насосов для подачи жидкостей с высоким газосодержанием / ВЦП. - № М - 16078. - Пер. ст. Kosmowski J. из журн.: British Pump Manufacturers Association. Technical Conference. - Cambridgs. - 1983. - № 8. - P. 159-169.
5. Яхненко С.М. Влияние числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его напорную и энергетическую характеристики // Труды 8-й Межд. науч.-техн. конф. “Насосы - 96”. – Сумы: ИПП “Мрія-1” ЛТД, 1996. – Т.1. – С. 314-325.
6. The secrets of successflue submersible sewage pumps // World pumps. – 1999. - № 394 - P. 38-42.
7. Минемура К. Численный расчет трехмерного двухфазного потока в рабочем колесе центробежного насоса // Никон кикай гаккай ромбунсю. – 1989. – Т.55, № 520. – С. 3636 – 3642.
8. Effects of Entrained Air on the Performance of Centrifugal Pumps Under Cavitating Conditions / Murakami M. and other // Bulletin of the JSME.– 1986. - Vol. 23, №183. – P. 1435-1442.
9. Сапожников С.В. Научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения / С.В. Сапожников, С.М. Яхненко // Весник НТУУ КПИ. - Киев: Машиностроение, 1999. - Вып.35. - С. 246-256.
10. Яхненко С.М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса // Праці ІІ Укр. наук.-техн. конф. “Гідромеханіка в інженерній практиці”. – Черкаси: ЧПІ, 1998. – С. 55-62.
11. Энциклопедия эрлифтов / Ф.А. Папаяни и др. - Донецк, 1995. – С.12-18.

*Поступила в редакцию 25 сентября 2009 г.*