

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗАЩИТНЫХ
УСТРОЙСТВ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ
СВОБODНОВИХРЕВОГО НАСОСА**

А. С. Мандрька, канд. техн. наук, доцент;
С. В. Сапожников, канд. техн. наук, доцент,
Сумский государственный университет, г. Сумы

Рассматривается вопрос об использовании в свободновихревых насосах защитных устройств для снижения повреждений транспортируемых продуктов или предохранения проточной части от износа. Приводятся экспериментальные данные по испытаниям свободновихревого насоса с различными вращающимися защитными дисками, установленными перед рабочим колесом. Приводятся результаты испытаний насоса с разными величинами осевого расстояния между защитным диском и рабочим колесом. На основании анализа экспериментального материала делаются выводы: 1) изменением геометрии вращающегося защитного диска можно существенно влиять на характеристики свободновихревого насоса; 2) существует величина осевого расстояния между защитным диском и рабочим колесом, при которой напор и к.п.д. свободновихревого насоса наибольшие.

ВВЕДЕНИЕ

В технической литературе последних лет появился ряд конструктивных решений свободновихревых насосов (СВН), предназначенных для специфических условий эксплуатации и, в частности, для гидротранспорта твердых, легкоповреждаемых материалов и продуктов [1-5].

В целях снижения брака транспортируемых материалов (от повреждений, разрушений, дроблений и др.) или предохранения проточной части СВН от износа применяют защитные устройства. Они могут быть подвижными и неподвижными [3]. Подвижные защитные устройства устанавливаются на роторе насоса и вращаются вместе с ним синхронно [2, 4] либо асинхронно [5].

Неподвижные защитные устройства [1, 3] крепятся неподвижно в корпусе СВН на небольшом расстоянии от рабочего колеса (р. к.), отделяя его свободной камерой.

Следует заметить, что в зарубежных литературных источниках встречаются упоминания о защитных устройствах в виде решеток, однако результаты их исследований не приводятся.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В предлагаемой работе речь пойдет о подвижных защитных устройствах, а точнее о вращающемся защитном диске, установленном перед р. к. и жестко закрепленном на валу СВН (рис. 1). Диск выполнен по форме обтекателя со специальными сквозными отверстиями – щелями для подтока жидкости к р. к. Защитный диск расположен на расстоянии l (определяется экспериментально) от р. к.

Влияние защитного диска на энергетические показатели СВН исследовали экспериментальным путем. Исследования проводили на гидравлическом испытательном стенде кафедры прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета [6].

Экспериментальный насос представлял собой консольный СВН, выполненный по классической схеме «Туро» с осевым подводом жидкости к р. к. и кольцевым отводом (рис. 1). Выходной патрубком - тангенциального типа. Внутренний диаметр патрубка равен ширине

свободной камеры $b_k = 0,075$ м. Рабочее колесо с десятью плоскими радиальными лопатками имеет наружный диаметр $D_2 = 0,175$ м. Для уравнивания осевой силы, действующей на ротор насоса, р. к. снабжено шестью лопатками импеллера, расположенными на его тыльной стороне.

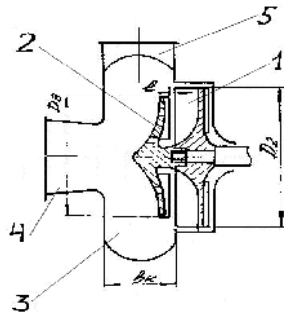


Рисунок 1 – Проточная часть экспериментального свободновихревого насоса:
1 - рабочее колесо; 2 – защитный диск; 3 – свободная камера;
4 – подвод; 5 – отвод

Испытания экспериментального СВН проводились в соответствии с ГОСТ 6134-71 и методикой [7] при частоте вращения $n = 23,5 \text{ с}^{-1}$. Рабочей жидкостью являлась вода (коэффициент кинематической вязкости $= 10^{-6} \text{ см}^2/\text{с}$), что при $D_2 = 0,175 \text{ м}$ и $n = 23,5 \text{ с}^{-1}$ дает число Рейнольдса $Re = 3,5 \cdot 10^6$. Такое значение Re соответствует режиму автомодельности.

В процессе испытаний снимались внешние характеристики насоса $H-Q$, $N-Q$, $\eta-Q$. При этом предельные относительные погрешности определения величин Q , H , N , находились в диапазоне $0,6-2,0\%$, т.е. не превышали их допустимых значений [7].

Исследованию подвергались пять вариантов защитного диска. Четыре варианта: №№ 1, 2, 3, 4 (на рис. 2 соответственно а, б, в, г) были изготовлены со щелями. У диска варианта № 5 такие щели отсутствовали. Все защитные диски были одного диаметра $D_d = 0,130 \text{ м}$. Суммарная площадь щелей в каждом диске составляла 14% от площади их лицевой поверхности, обращенной к свободной камере СВН.

В защитном диске №1 щели выполнены концентричными. В диске №2 они расположены радиально. В дисках №3 и №4 щели выполнены в виде дуг окружностей, обращенных своей вогнутой поверхностью в сторону вращения р. к. (диск № 3), либо против вращения р. к. (диск № 4).

Исследование влияния формы защитного диска на энергетические качества СВН. Исследования проводились при неизменном осевом расстоянии $l = \text{const} = 0,023D$ для всех исследованных вариантов защитного диска. Результаты исследований приведены на рис. 3. Графические зависимости напора, к.п.д. от подачи здесь даны в относительных величинах $\bar{Q} = Q / Q_{opt}$, $\bar{H} = H / H_{opt}$, $\bar{\eta} = \eta / \eta_{i \bar{d}}$. Оптимальные значения Q_{opt} , H_{opt} , η_{opt} относятся к СВН с защитным диском №1.

Как видно из рис. 3, наиболее высокие напор и к.п.д. имеют СВН с защитным диском №1. Несколько ниже эти показатели у насоса с диском №3 и еще ниже – у СВН с защитными дисками № 2, № 4. Самые низкие значения \bar{H} , $\bar{\eta}$ обнаружил СВН с диском №1, у которого отсутствовали щели для подтока жидкости к РК.

Отсюда следует, что наличие щелей (отверстий) во вращающемся защитном диске, установленном перед р. к. СВН, положительно

сказывается на энергетических качествах насоса: напор и к.п.д. растут. И еще, изменение конфигурации щелей и их расположение существенно влияют на \bar{H} , $\bar{\eta}$ насоса.

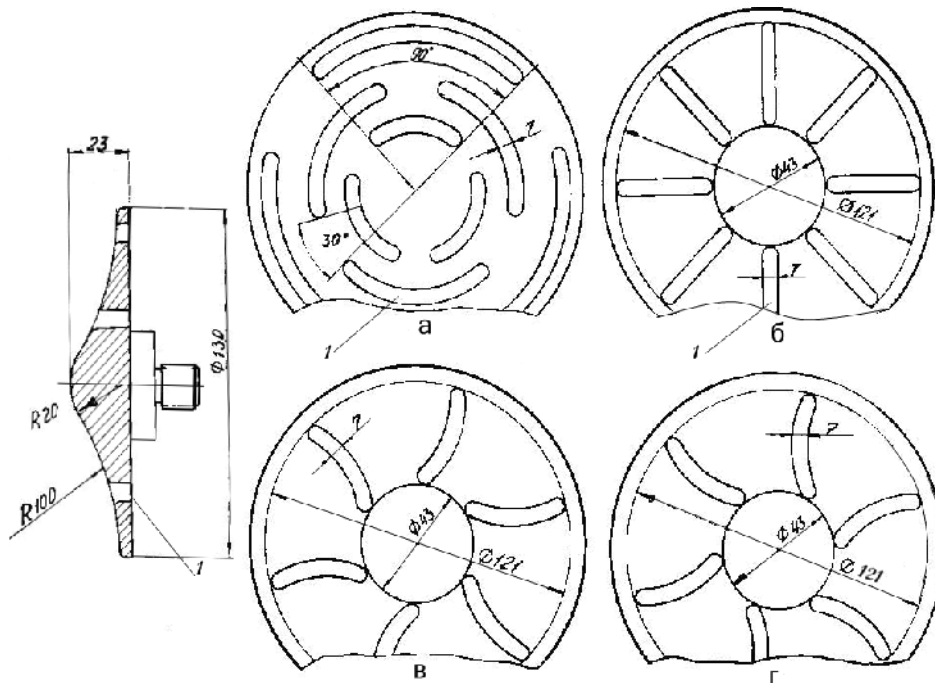


Рисунок 2 - Защитные диски, не имеющие лопаток на тыльной стороне:
а - диск №1; б - диск №2; в - диск №3; г - диск №4; 1 - щели

Исследование влияния осевого расстояния между защитным диском и р.к. на энергетические качества СВН. Для исследования был выбран лучший вариант защитного диска №1 (см. рис.3). В целях решения задачи испытания экспериментального СВН проводились при пяти различных значениях осевого расстояния между защитным диском и р.к.: $l = 0,069D_2$; $0,045D_2$; $0,023D_2$; $0,012D_2$; $0,00D_2$.

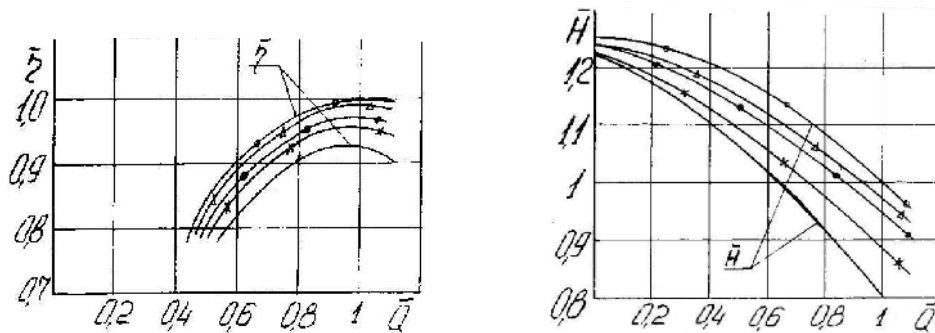


Рисунок 3 - Характеристики свободновихревого насоса с защитными дисками № № 1,2,3,4,5: ○ - диск №1; ● - диск №2; ▲ - диск №3; * - диск №4; — - диск №5

По результатам испытаний были построены графики $\bar{H} - \bar{Q}$, $\bar{\eta} - \bar{Q}$ (рис.4; даны только для трех значений l). При

подсчете безразмерных параметров $\bar{Q}, \bar{H}, \bar{\eta}$ величины $Q_{opt}, H_{opt}, \eta_{opt}$ соответствовали оптимальному режиму работы СВН с осевым расстоянием $l = 0,023D_2$.

Анализ графиков, приведенных на рис. 4, подтвердил предположение о том, что существует значение l^* осевого расстояния между защитным диском и р.к., при котором имеют место наиболее высокие напор и к.п.д. СВН. Изменение l^* в сторону уменьшения, равно как и увеличение, ведет к ухудшению энергетических показателей СВН.

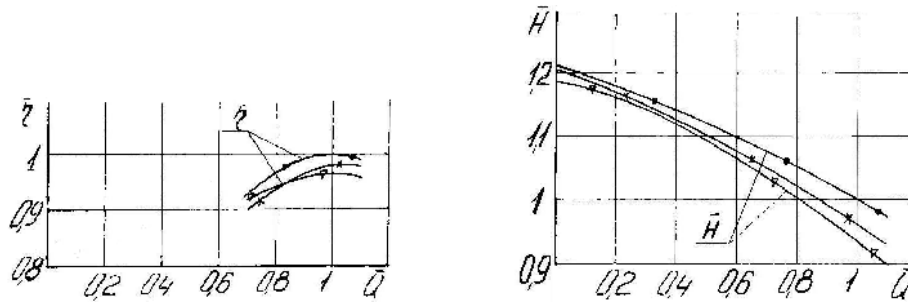


Рисунок 4 – Характеристики свободновихревого насоса при различном осевом расстоянии l от защитного диска и рабочего колеса:
 \triangle - $l = 0$; \circ - $l = 0,023D_2$; \times - $l = 0,069D_2$

В нашем случае с определенной мерой осторожности можно считать $l^* = 0,023D_2$. Действительно, при этом значении осевого расстояния \bar{H} и $\bar{\eta}$ в режиме $\bar{Q} = 1$ наибольшие и равны каждый в отдельности единице. При увеличении l^* до $0,069D_2$ напор \bar{H} и к.п.д. $\bar{\eta}$ понижаются соответственно до 0,96 и 0,98, т.е. на 4% и 2%. Подобная картина наблюдается при уменьшении l^* до нуля: \bar{H} падает до 0,935 (или на 6,5%), а $\bar{\eta}$ - до 0,965 (или на 3,5%).

Исследование влияния лопаток на тыльной стороне защитного диска на характеристики СВН. Как известно [3], наличие защитного устройства перед р.к. снижает напор и к.п.д. СВН. Чтобы в какой-то мере компенсировать это снижение H и η на тыльной стороне защитного диска, устанавливались лопатки.

В этой связи были изготовлены защитные диски №№ 6, 7, 8 (на рис. 5 соответственно а, б, в), которые образованы из диска № 1 добавлением таких лопаток, причем каждому из указанных дисков №№ 6, 7, 8 соответствовала своя определенная конфигурация лопаток. В защитном диске № 6 лопатки на тыльной стороне радиальные; в диске № 7 – цилиндрические, обращенные своей вогнутостью в сторону вращения р. к.; в диске № 8 – такие же цилиндрические, но вогнутостью обращенные против вращения р. к.

У каждого диска было шесть лопаток, равномерно расположенных по окружности. Высота лопаток – 0,007м, толщина – 0,003м. Таким образом, защитные диски №№ 6, 7, 8 отличались между собой только геометрией лопаток на тыльной стороне.

Сравнительные испытания защитных дисков №№ 6, 7, 8 проводились совместно с тем же р.к., которое использовалось на предыдущих этапах исследований (см. рис. 3, 4). Результаты испытаний в виде графических зависимостей $\bar{H} - \bar{Q}, \bar{\eta} - \bar{Q}$ экспериментального СВН с защитными дисками № 6, 7, 8 даны на рис. 6.

Для сравнения на рис. 6 приведены кривые $\bar{H} - \bar{Q}$, $\bar{\eta} - \bar{Q}$ для СВН с такими же р.к. и защитным диском, но без лопаток на тыльной стороне последнего. Безразмерные подача \bar{Q} , напор \bar{H} , к.п.д. $\bar{\eta}$ определяли, исходя из оптимальных значений Q_{opt} , H_{opt} , η_{opt} для СВН с защитным диском № 6.

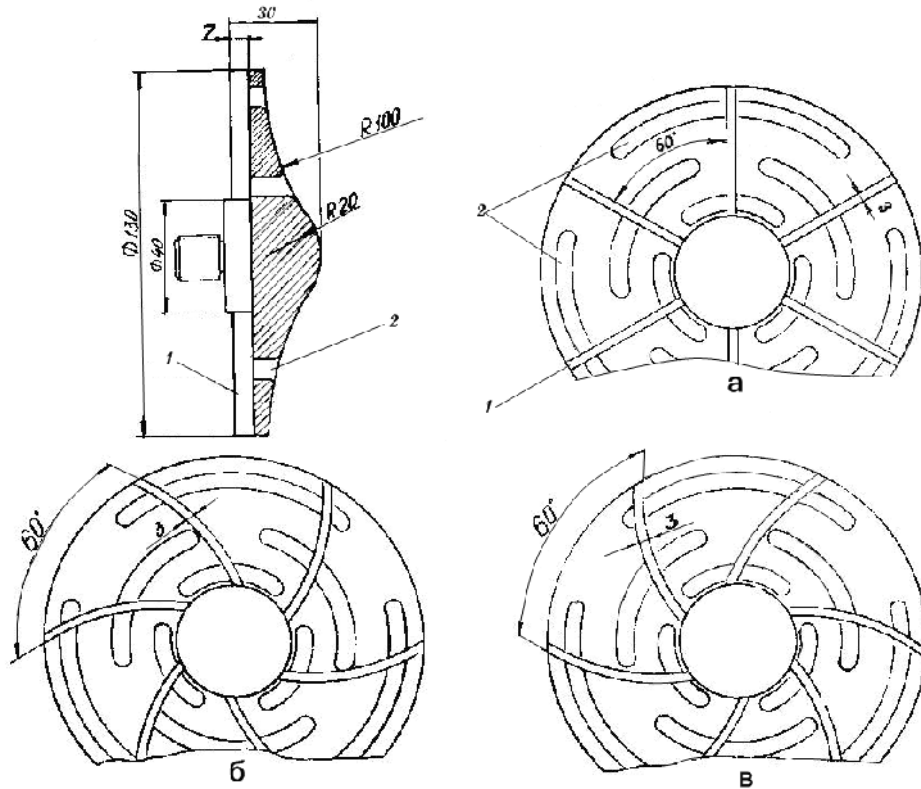


Рисунок 5 – Защитные диски, имеющие лопатки на тыльной стороне:
а – диск №6; б – диск №7; в – диск №8; 1 – лопатка; 2 – щель

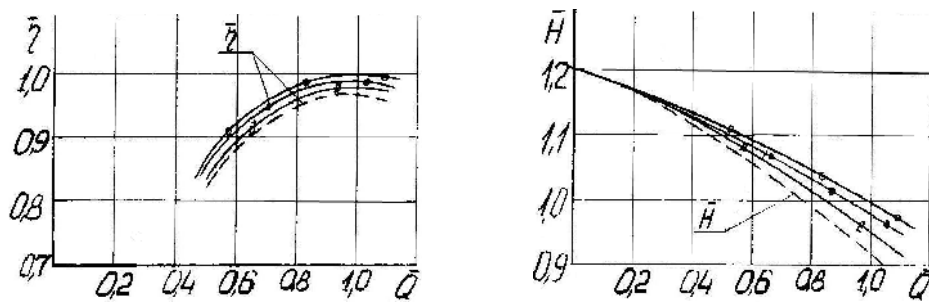


Рисунок 6 – Характеристики свободновихревого насоса с защитными дисками №№ 6,7,8,1: \circ - диск №6; \bullet - диск №7; \blacksquare - диск №8; $---$ - диск №1

Анализ графиков свидетельствует о том, что лопатки на тыльной стороне диска несколько повышают напор и к.п.д. СВН. Это видно из сопоставления кривых $\bar{H} - \bar{Q}$, $\bar{\eta} - \bar{Q}$ для насоса с лопатками на тыльной

стороне защитного диска и без лопаток. Так, для СВН с защитным диском №6 напор и к.п.д. повышались соответственно на 6,0% и 2,5%. Заметно меньше увеличение этих параметров у СВН с защитными дисками №7, №8.

Довольно большая разница в величинах роста напора (6,0%) и к.п.д. (2,5%) говорит о том, что не лучший способ повышения напора СВН, так как он сопровождается большими потерями энергии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведены результаты испытаний экспериментального свободновихревого насоса с вращающимся защитным диском, установленным перед р.к. насоса. Сравнение напора и к.п.д. насоса, испытанного с различными по геометрии защитными дисками, показало, что изменением конфигурации защитного диска можно существенно влиять на энергетические показатели СВН.

Добавление лопаток на тыльной стороне защитного диска ведёт к заметному росту напора СВН, однако к.п.д. при этом увеличивается незначительно. Другими словами, это не лучший способ улучшения энергетических качеств СВН, поскольку сопровождается сравнительно большими потерями энергии.

Экспериментальные результаты, полученные в процессе испытания СВН с различными величинами осевого расстояния между защитным диском и рабочим колесом, подтвердили предположение о том, что существует осевое l^* расстояние между защитным диском и рабочим колесом, которому соответствуют наибольшие напор и к.п.д. насоса.

SUMMARY

INVESTIGATION OF THE IMPACT OF ROTATING PROTECTIVE DEVICES ON ENERGY PERFORMANCE OF VORTICAL PUMP

Mandryka A. S., Sapozhnikov S. V.
Sumy State University, Sumy

Discusses the use of protective devices in the vortical pumps to reduce the damage of transported products or to prevent the flow part from the tear and wear. The experimental test data of the vortical pump with different geometries of rotating discs with protective upstream of the impeller are noted. Also the pump test data with different values of the axial distance between the protective disc and impeller are noted. Based on the analysis of experimental data some conclusions were made: 1) by changing the configuration of a rotating disk protection we can significantly affect on the performance of the vortical pump; 2) there is some definite value of the axial distance between the protective disc and an impeller, where the vortical pump has the greatest head and efficiency.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свободновихревой насос. А.с. СССР, №1275118, кл. F 04 D7/04, 1986.
2. Свободновихревой насос. А.с. СССР, № 1343110, кл. F 04 D7/04, 1987.
3. Корбунтовский А.А. Исследования влияния предохраняющих устройств на параметры свободновихревого насоса. ЦИНТИ химнефтемаш, серия ХМ-4, №8, 1977.
4. А.с. СССР, №1551824, кл. F 04 D7/04, 1989. Свободновихревой насос.
5. А.с. СССР, №1423807, кл. F 04 D7/04, 1988. Свободновихревой насос.
6. Мандрыка А. С., Новак В. А. и др. Влияние профиля лопаток рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики. Республ. межвед. научн.-техн // сборник «Гидравлические машины»; Харьков, 1989. – Вып. 23.
7. Руднев С. С., Подвиз Л. Г. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. – М.: Машиностроение, 1974.

Поступила в редакцию 2 декабря 2011 г.