

ПОИСК ПУТЕЙ РАСШИРЕНИЯ ДИАПАЗОНА РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ СВОБОДНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА «TURO»

Исследовано влияние удлиненных лопастей рабочего колеса свободновихревых насосов типа «Turo» на его параметры, как конструктивное мероприятие для расширения диапазона рабочих параметров СВН типа «Turo».

In given clause the question of increase of power efficiency of water supply of local object is considered. Various variants of regulation of the pump unit are considered, and also criteria of calculation of.

Введение

Свободновихревые насосы (СВН) [1] в целом и типа «Turo» в частности на настоящий период являются широко применяемыми в разных отраслях промышленности и сельского хозяйства благодаря их технологичности в изготовлении и ремонтпригодности, а также способности высокоэффективно работать на газожидкостных смесях [2] и на смесях «жидкость – твердые частицы» [3].

Наиболее полное исследование рабочего процесса и разработка методики проектирования СВН типа «Turo» выполнены в работе [4].

По принципу действия гидромашин делятся на объемные и динамические, а также отдельную группу представляют собой вихревые гидромашин [5]. СВН типа «Turo» относятся к группе вихревых гидромашин, в которых осуществляется рабочий процесс, получивший название «вихревой рабочий процесс». Согласно [4] диапазон рабочих параметров, который может быть обеспечен в СВН типа «Turo» с приемлемым уровнем КПД, характеризуется значениями $n_s = 60 - 140$, где n_s — известная [6] величина коэффициента быстроходности,

$$n_s = \frac{3,65 \times n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

n — частота вращения ротора насоса, об/мин, Q — подача насоса, м³/с, H — напор насоса, м.

При этом существует взаимосвязь [4]

$$(\eta_{\max})_{\text{омн}} = \frac{1}{-7,01 \times 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \times 10^6 n_s},$$

где $(\eta_{\max})_{\text{омн}}$ — максимальный КПД СВН типа «Turo», при расчетной подаче $Q_{\text{расч}}$;

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{омн}},$$

$Q_{\text{омн}}$ — подача, при которой остается максимальный КПД насоса ($\eta_n = \eta_{\max}$ насоса). На практике η_{\max} получен при $n_s \approx 100$ и он находится на уровне $\eta_{\max} = 51 - 59\%$.

Укажем здесь, что нахождение связи $(\eta_{\max})_{\text{омн}} = f(n_s)$ для насосов данного вида является достаточно условным понятием, что предопределено формой зависимости $\eta = f(Q)$ в

СВН типа «Turo». Последняя заметно отличается от параболической, характерной для динамических насосов других типов. В СВН типа «Turo» КПД мало меняется с изменением подачи, т.е. $\eta = \text{const}$ при $Q = \text{var}$ [4]. Следует заметить, что последнее обстоятельство является дополнительным преимуществом СВН типа «Turo». Последнее утверждение базируется на известном явлении наличия энергетической взаимосвязи работы конкретного динамического насоса в конкретной сети, которое выражается известным соотношением [5, 6] $H_n = H_c$, где H_n — напор насоса при заданной подаче Q_p ; H_c — сопротивление сети при Q_p . Равенство $H_n = H_c$ должно соблюдаться при условии $Q_p = Q_{\text{омн}}$, тогда $\eta_n = \eta_{\max}$, где η_n — КПД насоса при заданной подаче, и мы имеем наиболее экономичный режим эксплуатации насоса в данной сети. Если учесть, что очень часто мы имеем случай $H_c = \text{var}$ в процессе эксплуатации той или иной технической системы с динамическими насосами в ее составе [7–9], то в этих условиях вышеуказанное условие $\eta = \text{const}$ при $Q = \text{var}$ обеспечивает наилучший среднеэксплуатационный КПД насоса в процессе эксплуатации, т.е. этим обеспечивается энергосберегающий режим эксплуатации динамического насоса в составе «сложной сети». Под «сложной сетью» следует понимать сеть, в которой в процессе ее эксплуатации имеет место зависимость $H_c = \text{var}$ при $t = \text{var}$, где t — время эксплуатации сети.

Укажем на работу [10], в которой были проанализированы накопленные данные [4] относительно выбора геометрических параметров при проектировании проточной части СВН типа «Turo». Примечательным является полученный результат [10] — «... в основе всех использованных СВН типа «Turo» лежит одна и та же модельная проточная часть». Следовательно, справедливым представляется и окончательный вывод в работе [10] — «задача совершенствования СВН типа «Turo» в большом диапазоне значений $n_s = n_{s, \text{омн}}$ должна решаться на пути создания новых конструктивных схем насосов с новыми принципами действия, которые могли бы быть заменой СВН типа «Turo», но сохраняли соответствующие эксплуатационные качества последних».

Результаты работы

Поиск новых конструктивных решений для решения поставленной задачи может быть эффективным при более глубоком рассмотрении особенностей рабочего процесса СВН типа «Туго». Как уже указывалось, в данном случае мы имеем дело с вихревым рабочим процессом. Базой для выделения понятия «вихревой рабочий процесс» является работа [12]. Установлено основное принципиальное отличие рассматриваемого процесса — напор насоса (получаемый положительный эффект) связан с потерями энергии. Другими словами, без возникновения потерь энергии в вихревом насосе, последним напор создаваться не будет или как сформулировано в [4] теоретически достижимый КПД вихревого рабочего процесса $\eta_{\text{пр}}$ равняться единице не может. С учетом [4, 11] в работе [13] сделан вывод о максимально возможной величине $\eta_{\text{пр max}} = 0,58$.

Обращаясь к физической картине осуществления вихревого рабочего процесса, можно считать установленным, что частицы перекачиваемой жидкости в СВН типа «Туго» участвуют в двух вращательных движениях. Каждое из них сообщает энергию частицам жидкости и, соответственно, участвует в создании напора насоса. Первое вращение обусловлено работой позитивных гидродинамических вихрей решетки [14], формирующей так называемые турбулентные струи [15], которые и обеспечивают передачу энергии от рабочего колеса частицам жидкости в свободной камере СВН типа «Туго». Эффективность этого механизма передачи энергии оценивается выше оговоренным $\eta_{\text{пр}}$, предельно возможная величина которого составляет $\eta_{\text{пр max}} = 0,58$. Вторым вращением, обусловленным существованием продольного вихря, также осуществляется подача энергии перекачиваемой жидкости и, соответственно, повышается напор насоса. Согласно [16] благодаря существованию продольного вихря максимальный КПД рабочего процесса повышается до $\eta_{\text{пр max}} \approx 0,60-0,63$. В [15] указано, что данный вывод подтвержден экспериментально в работе [17], где получен $\eta_{\text{пр max}} = 0,62$.

Базируясь на изложенном, можно сделать вывод, что значимость рабочего процесса, обусловленная вращением жидкости вокруг оси насоса, более весома, чем обусловленная существованием продольного вихря. Принимаем во внимание, что

$$\eta_{\text{пр max}} = \frac{\omega_{\text{ж}}}{\omega_{\text{рк}}},$$
 $\omega_{\text{ж}}$ — угловая частота вращения жидкости в свободной камере насоса под влиянием работы гидродинамической вихревой решетки; $\omega_{\text{рк}}$ — угловая частота вращения рабочего колеса насоса.

Таким образом, для улучшения качества работы насоса необходимы конструктивные мероприятия, которые бы способствовали увеличению $\omega_{\text{ж}}$. Одним из таких мероприятий является удлинение двух из десяти лопастей рабочего колеса в сторону свободной камеры (рис. 1).

Предполагалось, что с помощью удлиненных лопаток (b_3) удастся заметно увеличить $\omega_{\text{ж}}$, несмотря на то, что они ухудшат основной рабочий процесс формирования продольного вихря и качество его участия в осуществлении рабочего процесса. Наличие удлиненных лопаток приближает модернизированный насос к насосам с центробеж-

ми полуоткрытыми колесами [18] или к насосам с двухлопастным центробежным колесом [3] — использование так называемого «комбинированного рабочего процесса» [19].

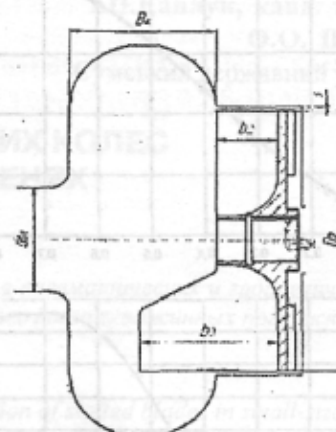


Рис. 1. Новое рабочее колесо.
 b_2 — длина коротких лопаток (всего восемь);
 b_3 — удлиненные лопатки (всего две, расположены друг напротив друга для устранения дисбаланса рабочего колеса);
 B_k — ширина свободной камеры.

Проверка этих предположений осуществлялась экспериментально на стенде кафедры прикладной гидроаэромеханики Сумского госуниверситета. Программа включала в себя следующие испытания насоса [21]:

- 1-е — традиционным колесом ($z = 10, b_2 = 30, B_k = 50$);
- 2-е — с подрезкой удлиненных лопастей по параметру b_3 , где b_3 — размер удлиненной лопатки, а разница $b_3 - b_2$ — выступ в свободную камеру B_k ($b_3 - b_2 \rightarrow 0$);
- 3-е — вариант возврата к испытаниям геометрии базового рабочего колеса.

Результаты энергетических испытаний представлены на рис. 2 для рабочей точки $Q_p = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ и при частоте оборотов ротора $n = 1450 \text{ об/мин}$.

Выступ $b_3(b_3 - b_2) = \text{var}$ приведен к размеру свободной камеры $B_k = \text{const}$

$$\bar{b} = \frac{b_3}{B_k}.$$

Выводы

Рабочие параметры СВН типа «Туго» с выполненными удлинениями лопастей рабочего колеса дало следующие результаты. С увеличением выступа в свободную камеру B_k :

- 1) напор вырос на 2 м и достиг $H_{\text{max}} = 19,52 \text{ м}$ при $\bar{b} = 0,8$;
- 2) мощность снизилась $N_{\text{min}} = 4,52 \text{ кВт}$ при $\bar{b} = 0,14$ после чего выросла к $N_{\text{max}} = 4,92-4,93 \text{ кВт}$ при $\bar{b} = 0,7-0,8$;
- 3) коэффициент полезного действия имел скачок вниз при $\bar{b} = 0,8$, после чего снова вырос $\eta_{\text{max}} = 54,51\%$.

Данные результаты представляются интересными и требуют дальнейшего осмысления и развития, результаты которого будут предоставляться научной общественности в публикациях, докладываться на конференциях.

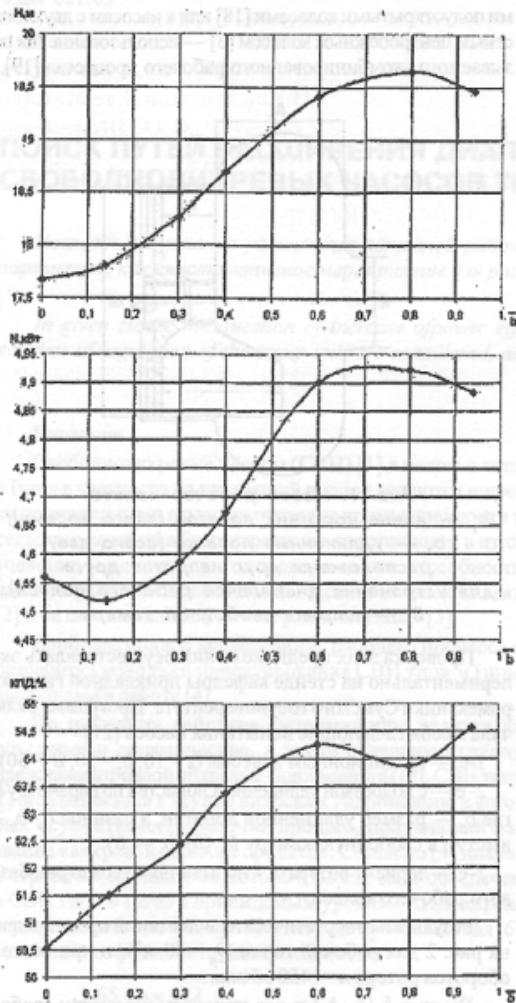


Рис. 2. Изменения оптимальных параметров при подрезке рабочего колеса по размеру b_3 .

Література

1. Ковалёв, И.А., Герман, В.Ф. Свободновихревые насосы: Учеб. пособие. — Киев: УМК ВО, 1990. — 60 с.
2. Сапожников, С.В. Учёт газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса / Дис. ... канд. техн. наук 05.05.17. — Сумы, 2002.
3. Яхненко, С.М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов / Дис. ... канд. техн. наук. — Сумы, 2003.
4. Соляник, В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа «Туго» / Дис. ... канд. техн. наук 05.05.17. — Сумы, 1999.
5. Евтушенко, А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навчальний посібник. — Суми: СумДУ, 2005. — 255 с.

6. Михайлов, А.К., Малошенко, В.В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. — М.: Машиностроение, 1971. — 303 с.

7. Евтушенко, А.А., Ткачук, Ю.Я., Смертяк, С.Ю. Снижение энергоэффективности трубопроводов в процессе эксплуатации // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, т. 1. — К., 2000.

8. Евтушенко, А.О., Неня, В.Г., Сотник, М.Л., Хованский, С.О. Визначення оптимального складу насосної станції системи комунального водопостачання // Вісник КДІГТУ, 2008. — Вип. 4/2008 (51). — Ч. I. — С. 184.

9. Евтушенко, А.А., Твердохлеб, И.Б. О целесообразности применения гидрофицированных насосных установок в системе водоснабжения // Химическое машиностроение. Расчет, конструирование, технология: Сб. научн. трудов. — К.: УМК ВО, 1992. — С. 78—89.

10. Евтушенко, А.А., Неня, В.Г., Соляник, В.А. Теория турбулентных струй в применении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа «Туго» // Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение, вып. 36, т. 1. — К., 1999.

11. Евтушенко, А.А. О гидродинамическом подобии свободновихревых насосов типа «Туго» // Сб. научн. тр. — Алчевск: ДГМИ, 2000. — Вып. 11. — С. 110—117.

12. Руднев, С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов // Гидромашиностроение. — 1972. — Вып. 43. — С. 3—9.

13. Евтушенко, А.А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин // Технологические системы. — 2002. — № 2 (13). — С. 110—114.

14. Евтушенко, А.А., Сапожников, С.В. Гидродинамическая вихревая решетка и её использование в насосостроении // Вестник НТУУ «ХПИ». — 2002. — Вып. 12(9). — С. 44—48.

15. Евтушенко, А.А., Неня, В.Г., Соляник, В.А. Теория турбулентных струй в применении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа «Туго» // Вестник «КПИ». — 1998. — Вып. 36, т. 2.

16. Евтушенко, А.А., Соляник, В.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго» // Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение, вып. 34. — К. — 1999. — С. 346—355.

17. Грабов, Г. Исследование передачи энергии потока жидкости в рабочей камере свободновихревых насосов с помощью измерений распределения скорости и давления / Дис. ... докт. техн. наук. — Магдебург.

18. Шендрик, В.В. Рабочий процесс и методика расчёта проточных частей динамических насосов с полуоткрытыми рабочими колёсами / Дис. ... канд. техн. наук 05.05.17. — Сумы, 2003.

19. Евтушенко, А.А., Каплуш, И.П., Шепеленко, А.А. Выделение составляющих рабочего процесса насосов гидродинамического принципа действия и их комбинированное использование // Вестник СумГУ. — 2006. — №10 (94). — С. 131—138.

20. Ковалев, И.А., Олада, Н.М., Хоанг Ван Най. Стенд для экспериментальных исследований осевых сил в свободновихревых насосах. — Деп. в УкрНИИТИ 02.02.87, № 587 — Ук 87.

21. Ярёмченко, О.В. Испытания насосов: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1976. — 225 с.

Надійшла 11.06.2010 р.