

УДК 621.65

**В.Ф. Герман**, канд. техн. наук, доц.,  
**А.Г. Гусак**, канд. техн. наук, доц.,  
**А.А. Евтушенко**, канд. техн. наук, проф.,  
**В.А. Панченко**, ассистент  
Сумский государственный университет

## ДИАПАЗОНЫ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СВОБОДНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ

*В данной статье выполнен обзор состояния разработки и степени исследованности рабочего процесса свободновихревых насосов типа «Туро». Представлена информация по новому техническому решению, позволяющему расширить диапазон параметров насосов данного типа. Приводятся данные о результатах создания нового насосного агрегата, разработанного с использованием предложенного технического решения.*

**Ключевые слова:** свободновихревой насос, вихревой рабочий процесс, рабочее колесо, отвод, характеристика.

### *Проблема и ее связь с научными и техническими задачами*

Сложившаяся практика эксплуатации насосов диктует необходимость (массогабаритные характеристики, КПД, срок службы, возможность исключения режимов неустойчивой работы) внедрения динамических насосов для перекачивания различных гидросмесей. Сферы применения: жилищно-коммунальное хозяйство, горно-обогатительные и химические производства, пищевая промышленность и др.

Ниже под гидросмесями понимается: смесь технически чистой воды с газом (газожидкостная смесь - ГЖС); смесь технически чистой воды с твердыми включениями разных размеров, видов и свойств (смесь жидкости с твердыми включениями - ТЖС). Транспортировка гидросмесей приводит к ряду нежелательных явлений при эксплуатации насосов :

#### При перекачивании ГЖС:

- срыв параметров насоса при превышении объемного содержания газа в смеси больше некоторой критической величины ( $\beta_{кр}$ );
- изменение паспортной характеристики динамического насоса под влиянием наличия газа в перекачиваемой среде.

#### При перекачивании ТЖС:

- абразивный износ;

- различные виды забивания проточной части динамического насоса (в зависимости от гранулометрического состава и концентрации твёрдой фазы в смеси, под влиянием кристаллизации перекачиваемой среды);
- изменение паспортной характеристики динамического насоса из-за наличия твёрдой фазы в перекачиваемой среде.

### *Анализ исследований и публикаций*

С 1975 года на кафедре Прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ) ведутся исследования динамических насосов для перекачивания гидросмесей. В соответствии с мировой практикой наибольшее внимание уделялось свободновихревым насосам (СВН) типа «Туго» [1] (рис.1), которые оказались наиболее приспособленные для перекачивания гидросмесей. Результаты этих исследований наиболее полно в обобщенном виде изложены в работах [2-7].

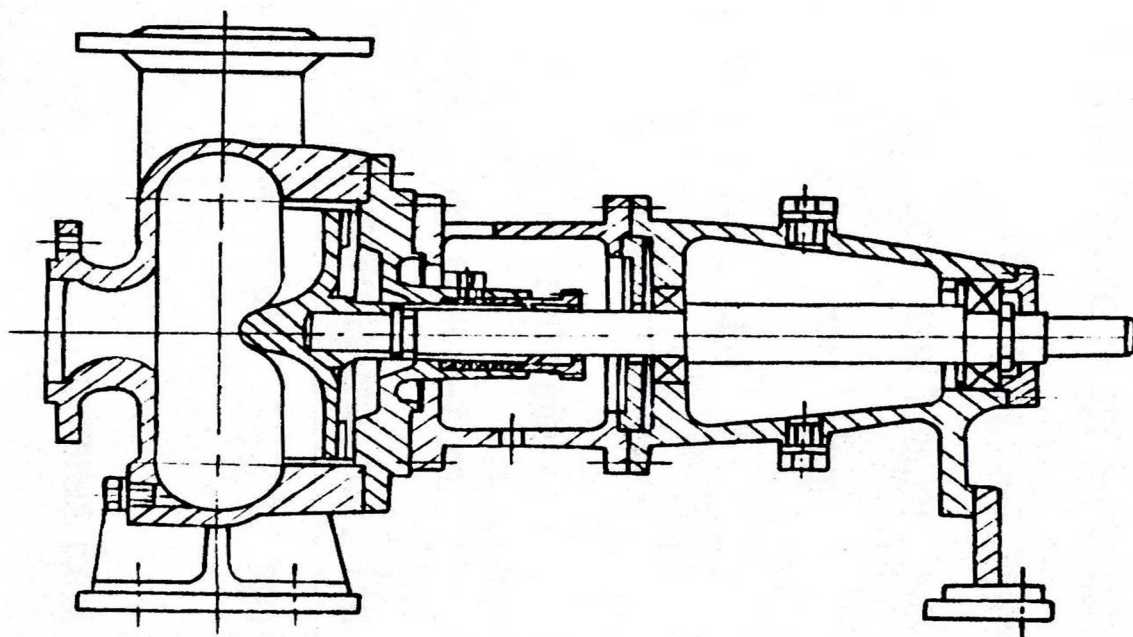


Рис. 1. – Свободновихревой насос типа «Туго»

Свободновихревые насосы, в целом, и типа «Туго», в частности, в 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 [6] и на смесях «жидкость – твердые частицы» [5, 7].

Наиболее полное исследование рабочего процесса и разработка методики проектирования СВН типа «Туго» выполнены в работе [5]. На данные этой работы мы и опираемся в настоящей статье.

По принципу действия гидромашины делятся на объемные и динамические, но отдельную группу представляют собой вихревые гидромашины [8]. СВН типа «Туго» относятся к группе вихревых гидромашин, в которых осуществляется рабочий процесс, получивший название «вихревой рабочий процесс». Согласно [5] диапазон рабочих параметров, который может быть обеспечен в СВН типа «Туго» с приемлемым уровнем КПД, характеризуется значениями  $n_s = 60 \div 140$ , где  $n_s$  – известная [9] величина коэффициента быстроходности,

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

где  $n$  – частота вращения ротора насоса, об/мин,

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с,

$H$  – напор насоса, м.

При этом существует взаимосвязь [5]

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

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

$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{опт}}$ ;

$Q_{\text{опт}}$  – подача, при которой достигается максимальный КПД насоса  $\eta_{\text{н}} = \eta_{\max}$ .

На практике  $\eta_{\max}$  получен при  $n_s \approx 100$  и он находится на уровне  $\eta_{\max} = 57-59\%$

Укажем здесь, что нахождение связи  $(\eta_{\max})_{\text{онт}} = f(n_s)$  для насосов данного вида является достаточно условным понятием, что предопределено формой зависимости  $\eta = f(Q)$  в СВН типа «Туго». Последняя заметно отличается от кривой, характерной для динамических насосов. В СВН типа «Туго» в интервале рабочих подач КПД мало меняется с изменением подачи, что является дополнительным преимуществом таких насосов. Данное утверждение базируется на явлении наличия энергетической взаимосвязи работы конкретного динамиче-

ского насоса в конкретной сети, которое выражается известным соотношением [8,9]  $H_n = H_c$ , 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  $Q_p = Q_{opt}$ , тогда  $\eta_n = \eta_{max}$ , где  $\eta_n$  – КПД насоса при заданной подаче, т. е. мы имеем наиболее экономичный режим эксплуатации данного насоса в данной сети. Если учесть, что очень часто имеет место случай  $H_c = var$  в процессе эксплуатации той или иной технической системы с динамическими насосами в ее составе [10, 11, 12], то в этих условиях применение СВН типа «Туго» обеспечивает наилучший среднеэксплуатационный КПД насоса, т.е. обеспечивается энергосберегающий режим эксплуатации динамического насоса в составе сетб, в которой в процессе ее эксплуатации имеет место зависимость  $H_c = var$  при  $t = var$ , где  $t$ - время эксплуатации сети.

В работе [13] были проанализированы данные [5] относительно выбора геометрических параметров при проектировании проточной части СВН типа «Туго». Примечательным является полученный [13] результат – «в основе всех разработанных СВН типа «Туго» лежит одна и та же модельная проточная часть». Следовательно, справедливым представляется и окончательный вывод работы [13] – «задача совершенствования СВН типа «Туго» в большом диапазоне значений  $n_s \neq n_{opt}$  должна решаться на пути создания новых конструктивных схем насосов с новыми принципами действия, которые могли бы быть заменой СВН типа «Туго», но сохраняли соответствующие эксплуатационные качества последних».

### **Постановка задачи**

Производственно-технологические и эксплуатационные преимущества СВН заставляют как исследователей, так и проектантов продолжать поиск путей совершенствования СВН вообще и СВН типа «Туго» в частности. Основной недостаток последних – низкий КПД, находящийся на уровне 50-55%. На сегодняшний день можно считать доказанным [14, 15, 16], что СВН типа «Туго» являются гидромашинами вихревого принципа действия и нет других способов повышения КПД этих насосов, кроме влияния на организацию их рабочего процесса (РП).

Установленным [5] является факт, что в области КПД, ограниченной условием  $\eta_{max} = 50\%$ , диапазон рабочих параметров указанных насосов находится в области значений коэффициента быстроходности  $60 \leq n_s \leq 140$ . Соответственно, второй задачей, на решение которой направлены усилия исследователей, после задачи непосред-

ственного повышения КПД, является создание СВН типа «Туго» с расширенным диапазоном параметров, а именно, для  $n_s \leq 60$  (высоконапорные СВН) и для  $n_s \geq 140$  (высокорасходные СВН). Поиск решений второй задачи велся и ведется двумя самостоятельными путями.

Первый – перенос известных, используемых в динамических насосах технических решений, на решение задачи создания высоконапорных и высокорасходных СВН.

Второй – дополнительное исследование рабочего процесса СВН и использование новых данных для создания высоконапорных и высокорасходных СВН.

### ***Изложение материала и результаты***

Касательно первого пути относительно создания высокорасходных СВН необходимо обратить внимание на рекомендацию [17] применять для перекачивания ГЖС центробежные насосы (ЦН), имеющие рабочие колеса с малым числом лопастей ( $z = 1 \div 4$ ). Учитывая эти сведения, на кафедре ПГМ СумГУ было проведено детальное исследование указанных выше ЦН [7, 18]. В результате установлено, что в таких ЦН, как и в СВН,  $\eta_{\max} \cong 50\%$ , но диапазон обеспечиваемых параметров находится в области  $130 \leq n_s \leq 300$ , то есть полностью перекрывается интересующий нас диапазон  $n_s \geq 140$ .

Дополнительно проводились исследования по работе рассматриваемых ЦН на ГЖС [19]. Согласно [20], рассматриваемые ЦН имеют коэффициент газосодержания  $\beta_{кр} = 0,5$ , т. е. качество их работы на ГЖС такое же, как и СВН типа «Туго» [6]. Таким образом, по качеству работы на гидросмесях СВН и ЦН, имеющие рабочее колесо с малым числом лопастей, являются равноценными, но при уровне  $\eta_{\max} \cong 50\%$  они дополняют друг друга по диапазону перекрываемых параметров. Вместе с тем рассматриваемые СВН и ЦН не полностью равноценны по производственно-технологическим показателям качества, поэтому работы по созданию высокорасходных СВН необходимо продолжить, используя второй путь – более детальное изучение рабочего процесса СВН.

ВНИИАЭН (г. Сумы) по заказу Киевского метрополитена пошел по пути, характерном для центробежных насосов, и разработал двухступенчатую конструкцию СВН типа «Туго» (рис. 2).

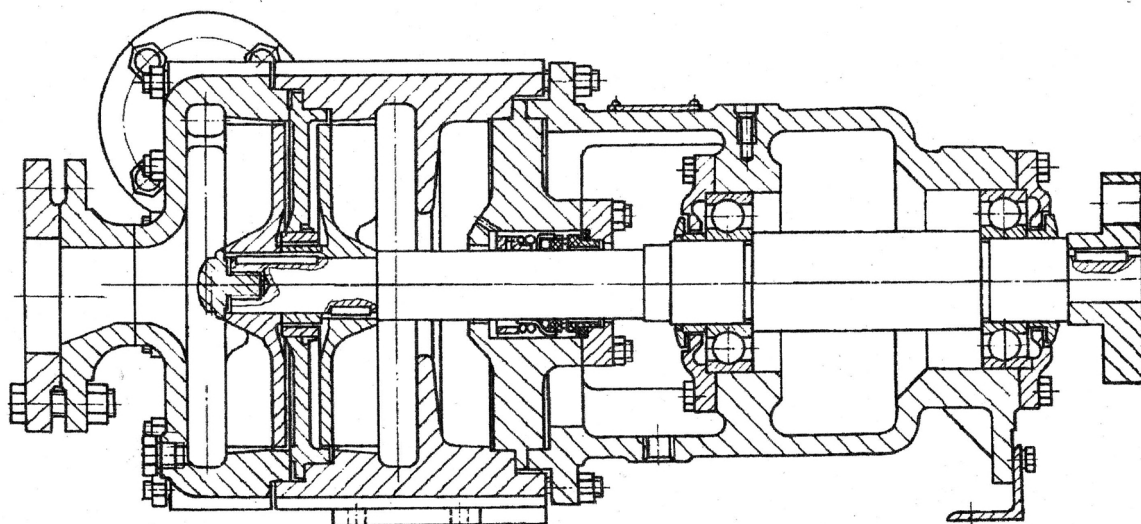


Рис. 2. – Насос ФГ 20-120 – двухступенчатый свободновихревой насос разработки ВНИИАЭН

Созданный двухступенчатый СВН обеспечил требуемые параметры и был освоен в серийном производстве Бердянским заводом «Южгидромаш». Вместе с тем, использование данного решения при создании СВН с  $n_s \leq 60$  имеет свой недостаток – сложность конструкции и, соответственно, более низкую надежность при работе на гидросмесях. Поэтому мы считаем необходимым продолжить работы по созданию высоконапорных СВН.

Ниже остановимся на некоторых результатах, полученных нами на основании анализа рабочего процесса СВН типа «Туго» в направлении создания высокорасходных и высоконапорных СВН типа «Туго».

Касательно создания высокорасходных СВН были учтены следующие соображения. Учитывая опыт создания центробежных насосов, расширение диапазона параметров по подаче возможно путем изменения геометрии отводящих устройств. Большой объем таких исследований, применительно к СВН типа «Туго», был проведен во ВНИИГидромаше (Москва) [21]. Анализ результатов этих работ показал, что на данном пути существенных результатов достичь не удалось. Вместе с тем, вопрос остался не до конца исследованным и, поэтому, на кафедре ПГМ СумГУ было принято решение продолжить данные исследования. В частности, при проектировании этих отводов учесть пространственный характер течения на входе в отвод [14], как это сделано применительно к отводам центробежных насосов [22]. В результате отвод СВН типа «Туго» получился вытянутым в осевом направлении («винтообразным») (рис. 3).

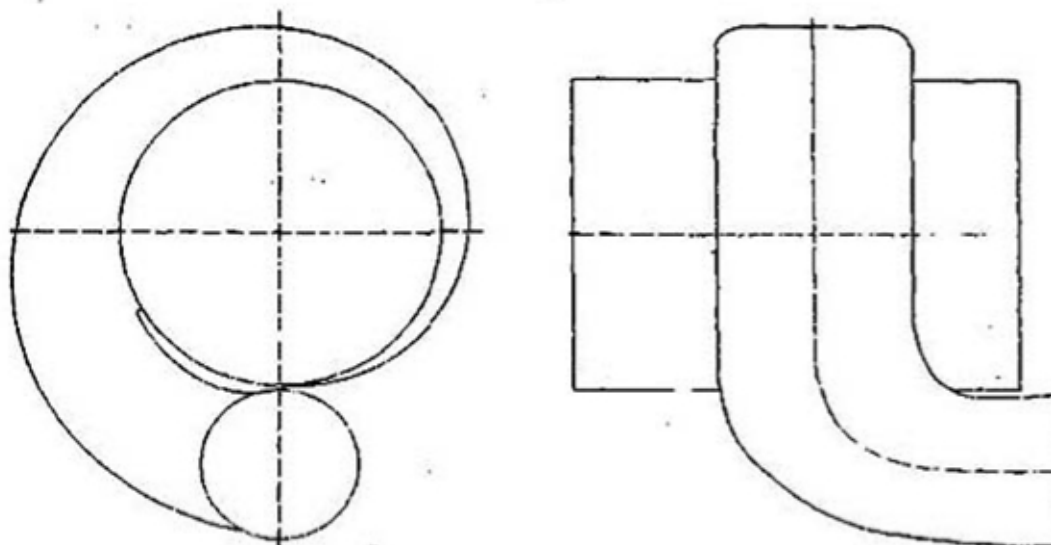


Рис. 3. Отвод модернизированного СВН типа «Туго»

Касательно создания высоконапорных СВН типа «Туго» были приняты во внимание следующие обстоятельства. Как указывалось, СВН типа «Туго» представляют собой гидромашину вихревого принципа действия, то есть в данном случае мы имеем дело с гидромашинной, работающей с использованием так называемого «вихревого рабочего процесса». Базой для выделения понятия «вихревой рабочий процесс» является работа С.С. Руднева [23]. В этой работе установлено принципиальное отличие рассматриваемого рабочего процесса от имеющих место в других типах гидромашин – согласно ему 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 [5], теоретически достижимый КПД вихревого рабочего процесса  $\eta_{pn}$  даже теоретически равняться единице не может. С учетом [5, 13] в работе [16] сделан вывод о максимально возможной величине  $\eta_{pn}$ , согласно которому  $\eta_{pn} = 0,58$ .

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 этих двух вращений сообщает энергию частицам жидкости и, соответственно, участвует в создании напора насоса. Первое вращение обусловлено работой гидродинамической вихревой решетки [24], формирующей, так называемые, турбулент-

ные струи [25], которые и обеспечивают передачу энергии от рабочего колеса частицам жидкости в свободной камере СВН типа «Туго». Эффективность этого механизма передачи энергии оценивается оговоренным выше  $\eta_{pn}$ , предельно возможная величина которого составляет  $\eta_{pn \max} = 0,58$ . Вторым вращением, обусловленным существованием продольного вихря [14], также осуществляется передача энергии перекачиваемой жидкости и, соответственно, повышается напор насоса. Согласно [25], благодаря существованию продольного вихря  $\eta_{pn \max}$  повышается до  $\eta_{pn \max} \approx 0,60 \div 0,63$ . В [25] указано, что данный вывод подтвержден экспериментально в работе [15], где получен  $\eta_{pn \text{нас}} = 0,62$ .

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

$$\eta_{pn \max} = \frac{\omega_{жс}}{\omega_{рк}},$$

где  $\omega_{жс}$  - угловая скорость вращения жидкости в свободной камере насоса под влиянием работы гидродинамической вихревой решетки;

$\omega_{рк}$  - угловая скорость вращения рабочего колеса насоса.

Можно сделать вывод, что для улучшения эффективности работы насоса необходимы конструктивные решения, которые бы способствовали увеличению  $\omega_{жс}$ . Одним из таких мероприятий, рассмотренных нами, было удлинение двух из десяти лопастей рабочего колеса в сторону свободной камеры (рис. 4).

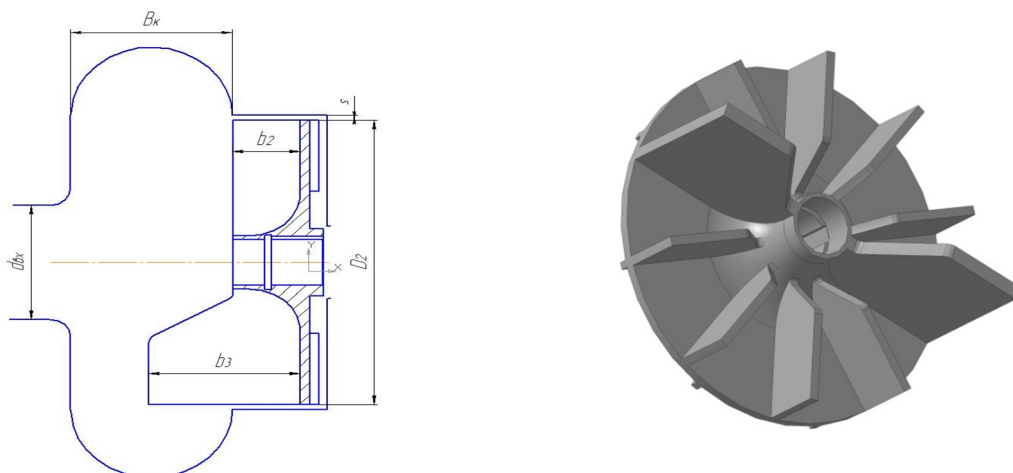


Рис. 4. Новое рабочее колесо



Предполагалось, что с помощью удлиненных лопаток удастся заметно увеличить  $\omega_{ж}$  несмотря на то, что они ухудшат процесс формирования продольного вихря и качество его участия в осуществлении рабочего процесса. Дополнительной компенсацией указанного ухудшения нам представлялось, что наличие удлиненных лопаток приблизит модернизированный насос к насосам с центробежными полуоткрытыми колесами [27] или к насосам с двухлопастным центробежным колесом [7], что приводит к использованию так называемого «комбинированного рабочего процесса» [28].

Изложенные соображения проверялись непосредственно на натурном насосном агрегате [29]. Сумский завод «Насосэнергомаш» получил заказ на разработку вертикального насосного агрегата для Череповецкого металлургического комбината с подачей  $Q = 750 \text{ м}^3/\text{час}$  и напором  $H = 32 \text{ м}$ . По условиям эксплуатации требовалось свободновихревое конструктивное исполнение проточной части насоса. Учитывая зависимость интенсивности абразивного износа от скорости движения перекачиваемой среды, в качестве рабочей частоты вращения ротора насоса была принята величина  $n = 1485 \text{ об/мин}$  (требуемый коэффициент быстроходности  $n_s = 180$ ). При указанных параметрах с учетом оговоренной выше терминологии создаваемый СВН типа «Туго» попадал в разряд высокорасходных СВН.

В условиях недостаточной исследованности рассматриваемых технических решений завод пошел на два варианта исполнения насоса: первый – по классической [1] схеме СВН типа «Туго»; второй – с применением нового отвода (рис. 3) и нового рабочего колеса (рис. 4). Результаты испытаний оказались в определенном смысле и ожидаемыми и неожиданными: СВН с традиционной схемой исполнения требуемых параметров (напора) не обеспечил; в модернизированном насосе напор превысил заданную величину в полтора раза и при расчетной подаче КПД насоса составил  $\eta = 38\%$  при  $n_s = 184$ .

### ***Выводы и направление дальнейших исследований***

1. Учитывая полученные экспериментальные данные можно считать, что найдено принципиально новое техническое решение по свободновихревым насосам [30].

2. Требуются дополнительные экспериментальные исследования по раздельному изучению влияния на характеристики СВН модернизированного отвода и модернизированного рабочего колеса.

3. Принятые направления создания высокорасходных и высоконапорных СВН в настоящее время представляются наиболее перспективными.

#### Список литературы

1. Ковалев И.А. Свободновихревые насосы: учебн. пособ. [для студ. высш. учебн. зав.] / И.А. Ковалев, В.Ф. Герман. – К.: УМКВО, 1990. – 60 с.
2. Герман В.Ф. Создание и исследование сточномассных свободновихревых насосов повышенной экономичности: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / В.Ф. Герман. – М., 1985. – 15 с.
3. Котенко А.И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномассных свободновихревых насосов: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / А.И. Котенко. – Х., 1990. – 19 с.
4. Хоанг Ван Най. Результирующая осевая сила, действующая на ротор свободновихревого насоса: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / Хоанг Ван Най. – Х., 1987. – 20 с.
5. Соляник В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа «Туго»: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / В.А. Соляник. – Сумы, 1999. – 20 с.
6. Сапожников С.В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / С.В. Сапожников. – Сумы, 2002. – 20 с.
7. Яхненко С.М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / С.М. Яхненко. – Сумы, 2003. – 20 с.
8. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: навч. посіб. / А.О. Євтушенко. – Суми: Вид-во СумДУ, 2005. – 255 с.
9. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1971. – 303 с.
10. Евтушенко А.А. О целесообразности применения гидрофицированных установок в системе водоснабжения / А.А. Евтушенко, И.Б. Твердохлеб // Химическое машиностроение. Расчет, конструирование, технология. – 1992. – С. 78 – 89.
11. Евтушенко А.А. Снижение энергоэффективности трубопроводов в процессе эксплуатации / А.А. Евтушенко, Ю.Я. Ткачук, С.Ю. Смертьяк // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. – 2000. – № 38. – Т. 1 – С. 9 – 14.
12. Визначення оптимального складу насосної станції системи комунального водопостачання / А.О. Євтушенко, В.Г. Неня, М.І. Сотник, С.О. и др. // Вісник Кременчуцького ДПІ ім. Остроградського. – 2008. – №. 4. – Т. 1. – С. 158 – 162.
13. Евтушенко А.А. О гидродинамическом подобии свободновихревых насосов типа «Туго» / А.А. Евтушенко // Сб. научн. трудов ДГМИ. – 2000. – №11 – С. 110 – 117.
14. Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В.Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование. – 1994. – С. 67 – 81.

15. Евтушенко А.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго» / А.А. Евтушенко, В.А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34 – С. 346 – 355.
16. Евтушенко А.А. Основы теории рабочего процесса вихревых машин / А.А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – №2(13). – С. 110 – 113.
17. Животовский Л.С. Лопастные насосы для абразивных жидкостей / Л.С. Животовский, Л.А. Смойловская. – М: Машиностроение, 1978 – 223 с.
18. Евтушенко А.А. Области применения и основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однолопастным рабочим колесом / А.А. Евтушенко, С.М. Яхненко // Вісник СумДУ. – 1998. - №2(10). – С. 75 – 81.
19. Евтушенко А.А. Влияние геометрии проточной части однолопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса, работающего на газожидкостной смеси / А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2006 – №3(13) – С. 77 – 81.
20. Колисниченко Э.В. Рабочий процесс динамических насосов нетрадиционных конструктивных схем на газожидкостных смесях: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / Э.В. Колисниченко. – Сумы, 2007. – 20 с.
21. Корбутовский А.А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса / А.А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин. – 1977. – С. 40 – 52.
22. Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса: учебн. пособие / А.Н. Машин. – М. МЭИ, 1980 – 43 с.
23. Руднев С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С.С. Руднев // Гидромашиностроение. – 1972. – №43. – С. 3 – 9.
24. Евтушенко А.А. Гидродинамическая вихревая решетка и ее использование в насосостроении / А.А. Евтушенко, С.В. Сапожников // Вестник НТУУ «ХПИ». Серия «Новые решения в современных технологиях». – 2002. – №9. – Т. 12. – С. 69 – 82.
25. Евтушенко А.А. Теория турбулентных струй в приложении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа «Туго» / А.А. Евтушенко, В.Г. Неня, В.А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». Серия «Машиностроение». – 1999. – №36. – Т. 1. – С. 241 – 248.
26. Грабов Г. Исследование передачи энергии потоку жидкости в рабочей камере свободновихревых насосов с помощью измерений распределения скорости и давлений: автореф. дисс. на сискание науч. степени докт. техн. наук / Г. Грабов. – Магдебург, 1969 – 161 с.
27. Евтушенко А.А. Физическая модель образования вихревых потерь в насосах с полуоткрытыми рабочими колесами / А.А. Евтушенко, Н.К. Ржебаева, В.В. Шендрик // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. – 2000. – С. 433 – 440.
28. Евтушенко А.А. Выделение составляющих рабочего процесса насосов гидродинамического принципа действия и их комбинированное использование / А.А. Евтушенко, И.П. Каплун, А.А. Шепеленко // Вестник СумГУ. Серия «Технические науки». – 2006. – №10(94). – С. 131 – 138.
29. Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Туго» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А.А. Евтушенко, А.С. Моргаль, В.А. Панченко и др. // Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2007 – №3(109). – Ч. 1 – С. 82 – 85.
30. Вільновихоровий насос: пат. №56039 UA, МПК-2011.01, F04D 7/00 / Винахідники та власники: Панченко В.О., Євтушенко А.О., Соляник В.О., Моргаль О.С. – у 2010 06394; заявл. 25.05.2010; опубл. 27.12.2010; Бюл. №24.

Стаття надійшла до редколегії 16.05.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Марцинковський

**В.Ф. Герман, О.Г. Гусак, А.О. Євтушенко, В.О. Панченко.** Пошук шляхів розширення діапазону робочих параметрів вільновихрових насосів типу «Turo». У даній статті виконано огляд стану розробки та ступеню дослідження робочого процесу вільновихрових насосів типу «Turo». Наведена інформація стосовно нового технічного рішення, що дозволяє розширити діапазон параметрів насосів даного типу. Наведені дані про результати створення нового насосного агрегату, розробленого з використанням запропонованого технічного рішення.

**Ключові слова:** вільновихровий насос, вихровий робочий процес, робоче колесо, відвід, характеристика.

**V.F. German, A.G. Gusak, A.A. Yevtushenko, V.A. Panchenko.** Searching for the Ways to Expand the Range of Working Parameters of the Torque Flow Pumps “Turo”. This article gives an overview of the development of the workflow of torque flow pumps “Turo”. A new pumping unit created using the proposed technical solutions is presented.

**Keywords:** torque flow pump, vortex workflow, impeller, outlet, characteristic.

© Герман В.Ф., Гусак А.Г., Євтушенко А.А., Панченко В.А., 2011