

УДК 621.65.03

Выбор оптимальных параметров проточной части свободновихревого насоса типа Turo

Д.Г. Свобода¹, В.И. Климович², А.А. Жарковский¹,
А.С. Ключев¹, Д.А. Горбатов³

¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

² АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева»

³ ООО «СУЛАК»

Selection of the optimal flow passage parameters for the Turo-type torque flow pump

D.G. Svoboda¹, V.I. Klimovich², A.A. Zharkovskii¹,
A.S. Klyuyev¹, D.A. Gorbatov³

¹ Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

² JSC «Vedeneev VNIIG»

³ LLC SULAK

Рассмотрены вопросы, связанные с нахождением оптимальных геометрических параметров проточной части свободновихревого насоса типа Turo с кольцевой свободной камерой. Методика исследования включала в себя проектирование исходной параметрической модели проточной части, определение параметров математической модели, численные расчеты течения рабочей жидкости в насосе, корреляцию входных параметров проектирования и оптимизацию геометрических параметров проточной части на основе одного из алгоритмов прямого метода оптимизации.

EDN: MJMACP, <https://elibrary/mjmacp>

Ключевые слова: свободновихревой насос, проточная часть, параметры проектирования, оптимизация геометрических параметров, интегральные параметры, энергетические характеристики

The paper considers issues related to finding the flow passage optimal geometric characteristics for the Turo-type torque flow pump with an annular free chamber. The research methodology includes designing the flow passage initial parametric model, determining the mathematical model parameters, numerical computation of the working fluid flow in the pump, correlation of the input design parameters, optimizing the flow passage geometric characteristics based on one of the algorithms of the direct optimization method.

EDN: MJMACP, <https://elibrary/mjmacp>

Keywords: torque flow pump, flow passage, design parameters, geometric characteristics optimization, integral parameters, energy characteristics

Цель работы — исследование влияния геометрических параметров проточной части (ПЧ) свободновихревого насоса (СВН) типа Turo с кольцевой свободной камерой (КСК) на его энергетические характеристики и определение их оптимальных значений для повышения эффективности СВН в номинальном режиме.

Объектом исследования являлся СВН с конструктивной схемой Turo, который нашел достаточно широкое применение при перекачке загрязненных рабочих сред с твердыми, волокнистыми включениями и жидкостей с высоким газосодержанием [1, 2]. Это обусловлено тем, что в отличие от вихревых насосов другого ти-

па у СВН со схемой Turo рабочее колесо (РК) расположено в расточке задней стенки корпуса [3]. Корпус имеет не пересекаемую вращающимися деталями КСК. Поэтому большая часть потока жидкости перемещается в КСК от центра к периферии, не соприкасаясь с лопатками РК (рис. 1).

Такой тип СВН серийно выпускают и за границей, и в России. СВН, обычно применяемые в диапазоне коэффициента быстроходности $n_s = 60 \dots 140$, обеспечивают сравнительно невысокий напор.

Теоретической базой настоящей работы являются труды отечественных и зарубежных авторов, проводивших исследования рабочих процессов в СВН, методов их проектирования и совершенствования с использованием численного моделирования и эксперимента [1, 4–6]. Много внимания уделено расширению диапазона рабочих подач СВН в сторону большей производительности, практически не охватываемая высоконапорные модели. Однако вопросы оптимизации элементов ПЧ СВН в литературе освещены недостаточно.

В Лаборатории гидромашиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета (СПбПУ) ведутся исследования по проектированию и оптимизации ПЧ СВН с параметрами в номинальном режиме (напор $H = 15$ м, расход жидкости $Q = 160$ м³/ч). Быстроходность насоса $n_s = 147$, что соответствует верхней границе диапазона, рекомендуемого для этого параметра СВН [7].

Методика исследования включала в себя следующие этапы: проектирование исходной параметрической модели ПЧ; определение параметров математической модели (ММ); про-

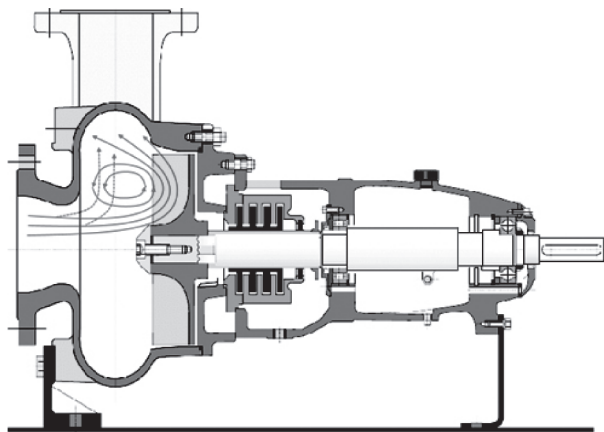


Рис. 1. Внешний вид СВН типа Turo производства компании Egger

ведение численных расчетов течения потока в ПЧ; корреляцию входных параметров проектирования; оптимизацию геометрических параметров ПЧ на основе одного из алгоритмов прямого метода оптимизации.

В качестве допущения принято, что рабочая среда — чистая вода без примесей и включений. Это может не соответствовать реальному применению СВН, часто используемых для перекачки загрязненных сред или гидросмесей. Поэтому в условиях эксплуатации может наблюдаться некоторое снижение эффективности СВН по сравнению с результатами, полученными в данном исследовании. Однако можно предположить, что вследствие наличия вихревых процессов в потоке снижение гидравлического коэффициента полезного действия (КПД) насоса из-за влияния примесей будет несущественным.

Проектирование исходного варианта ПЧ проводили с учетом накопленного опыта и рекомендаций, выработанных разными авторами.

В работе [8] предложена модель РК с криволинейным профилем лопаток. Это обеспечивает согласование углов установки лопасти и натекания потока, снижает потери в межлопастном канале. Тем самым доля рабочего процесса, связанная с передачей энергии потоку через лопасть, увеличивается, что повышает эффективность СВН.

В публикациях [2, 9] рассмотрены конструкции РК с несколькими выдвинутыми в сторону КСК лопатками, что, по мнению авторов, позволяет согласовать кромки лопасти и центра продольного вихря потока. Однако в работе [10] эффективность СВН с удлинением двух из десяти лопастей РК не превысила 38 %.

Согласно исследованиям [5], наибольшей эффективностью обладают насосы, РК которых имеют десять–четырнадцать радиальных лопаток с относительной шириной $\bar{b} = 0,2$. Большинством авторов также выявлено, что радиальная форма лопаток не уступает сложному изогнутому профилю по эффективности, будучи более технологичной.

Еще одним из способов улучшения энергетических характеристик СВН является скругление острой кромки с тыльной стороны лопасти [11]. Предполагается, что продольный вихрь срывается с торца лопасти в КСК и интенсифицирует обмен энергией между потоками, что приводит к увеличению напора.

Важный этап процесса оптимизации — создание адекватной параметрической расчетной

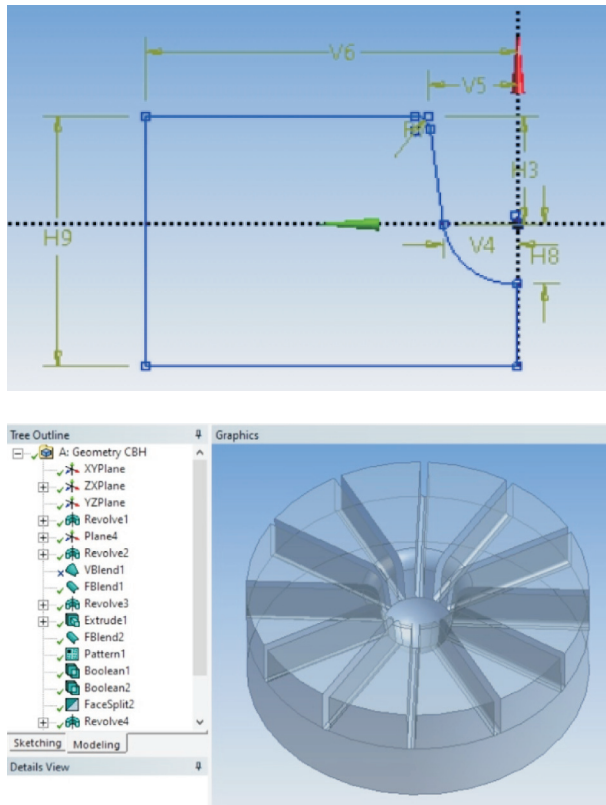


Рис. 2. Параметрическая модель РК

области, состоящей из доменов РК и кольцевого отводящего устройства.

Для повышения эффективности оптимизационного процесса из расчетной модели исключили область радиального зазора между РК и корпусом СВН. Это позволило существенно упростить модель, уменьшить число интерфейсов, общее количество элементов расчетной сетки и время машинного ресурса.

Проектирование и параметризацию ПЧ СВН выполняли в графическом редакторе Design-Modeler, входящем в состав программного комплекса ANSYS Workbench.

Исходный вариант ПЧ состоял из РК с радиальными лопастями и КСК с кольцевым отводом и постоянной площадью поперечного сечения.

Меридианные проекции и области жидкого объема РК и КСК с входным и напорным патрубками приведены на рис. 2 и 3.

Обзор литературы показал, что отводящее устройство СВН оказывает гораздо большее воздействие на структуру потока, чем РК. Основным геометрическим параметром КСК является ее ширина B , которая влияет на число циклов вращения жидкости и гидравлические потери.

Для описания ПЧ использовали девятнадцать параметров проектирования. Из них восемь задавались как входные параметры оптимизации, а остальные одиннадцать являлись управляемыми, т. е. зависимыми от входных, и вычислялись посредством математических выражений Expressions.

Такой подход позволил для разных вариантов расчетных точек оптимизации перестраивать ПЧ без нарушения целостности ее геометрических параметров.

Были заданы следующие параметры проектирования:

- P1 (R_{rk}) — радиус РК насоса;
- P2 (B_{cam}) — ширина КСК, определяемая в зависимости от диаметра РК и относительного коэффициента K_{cam} по выражению (Expressions)

$$ZXPlane.H2 = 2 * @Rrk * @Kcam;$$

- P3 (K_{cam}) — коэффициент отношения ширины КСК B к диаметру РК D_{PK}

$$K_{cam} = \bar{B} = B / D_{PK};$$

- P5 (R_{cam}) — радиус скругления КСК, зависящий от ширины КСК, $R_{cam} = B/2$;

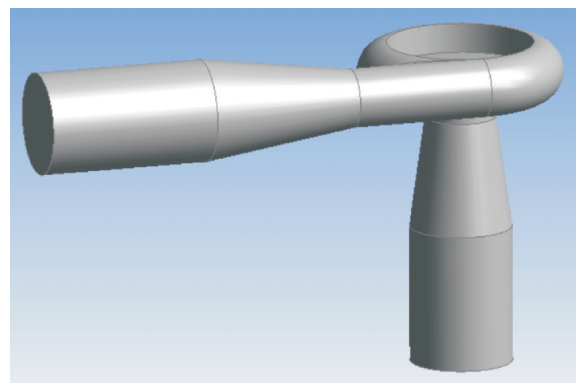
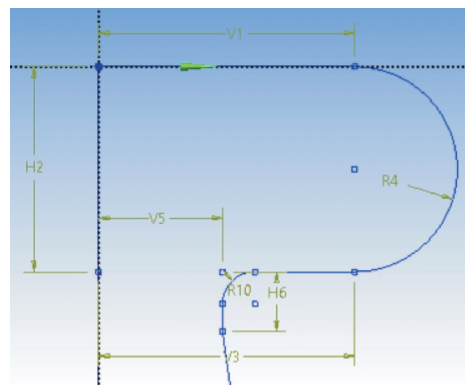


Рис. 3. Параметрическая модель КСК с входным и напорным патрубками

- P6 (Rin) — радиус входного патрубка;
- P7 (Rr_in) — радиус скругления в месте соединения входного патрубка с КСК, выбираемый в зависимости от диаметра патрубка D_{in} , $R_{in} = (0,12...0,13)D_{in}$;
- P8 (Plane4.FD1) — плоскость эскиза напорного патрубка, всегда расположенная симметрично ширины КСК;
- P9 (Lout) — геометрический параметр, определяющий касательность внешней цилиндрической поверхности напорного патрубка к стенке КСК, $L_{out} = R_{PK} + R_{cam}$ (R_{PK} — радиус РК);
- P10 (Rout) — радиус напорного патрубка; так как одним из главных преимуществ СВН являются широкие каналы и незасоряемость ПЧ, диаметр выходного патрубка, задавали равным ширине КСК ($D_{out} = B$);
- P11 (Rr_out) — радиус скругления кромки выходного патрубка в месте соединения с корпусом, выполняемый постоянным по длине кромки с помощью функции Fixed-Radius Blend; некоторые размеры эскиза отводящего патрубка задавали постоянными (угол раскрытия диффузора (8°), длину выходного патрубка до и после диффузора, радиус напорного трубопровода);
- P14 (Kb) — коэффициент отношения ширины лопасти к диаметру РК $K_b = \bar{b} = b/D_{PK}$;
- P13 (b_rk) — ширина лопасти РК, зависящая от радиуса РК и коэффициента K_b , $b = K_b D_{PK}$;
- P26 (Rrk_st) — радиус ступицы (втулки) РК, вычисляемый в зависимости от радиуса РК и относительного коэффициента K_{in} по формуле

$$ZXPlane.V15 = @Kin*@Rrk;$$

- P25 (K_{in}) — коэффициент отношения диаметра ступицы к диаметру РК $K_{in} = \bar{D}_{ст} = D_{ст}/D_{PK}$; для определения остальных размеров эскиза меридианной проекции РК (геометрических параметров лопасти и их количества) использованы следующие параметры:
- P19 (Delta_blade) — толщина лопасти δ , получаемая выдавливанием соответствующего эскиза;
- P20 (Rdelta) — радиус скругления торца лопасти с тыльной стороны, задаваемый равным половине толщины лопасти, $R_\delta = \delta/2$;
- P21 (Zrk) — количество лопастей РК, определяемое как параметр кругового массива;
- P23 (R_Notch) — радиус углубления в КСК, равный радиусу РК;

- P24 (B_Notch) — ширина углубления в КСК, вычисляемая в зависимости от ширины КСК так, чтобы поверхность интерфейса между доменами РК и КСК всегда располагалась симметрично ширины КСК, $B_{угл} = B/2$.

Таким образом, на параметрическую модель ПЧ накладывали следующие ограничения: диаметр напорного патрубка всегда равен ширине КСК; напорный патрубок смещен относительно оси вращения так, чтобы образовывать касательную к окружности контура КСК; диаметр КСК зависит от ее ширины; поверхность интерфейса между доменами РК и КСК всегда расположена симметрично ширины КСК; ступица РК зависит только от диаметра, конусность ступицы не моделировалась.

Некоторые расчетные модели ПЧ СВН при различных значениях входных параметров приведены на рис. 4.

Дискретизацию расчетной области выполняли в сеточном генераторе ANSYS Meshing. Здесь решали компромиссную задачу создания такой расчетной сетки, которая, с одной стороны, позволяет адекватно разрешить рабочий процесс в ПЧ, а с другой — быть достаточно экономичной для эффективности оптимизационного процесса. Для доменов РК и КСК генерировали неструктурированные сетки на основе тетраэдрических элементов с максимальным размером граней ячейки поверхностной и объемной сетки 4 мм. У твердых стенок проточного тракта создавали тринадцать призматических слоев. Для области РК количество элементов сетки составляло 1,2 млн, для области КСК — 1,4 млн.

Чтобы сократить время оптимизационного процесса, численные расчеты выполняли в стационарной постановке. Для лучшего найденного варианта геометрических параметров ПЧ уточняли значения интегральных параметров путем выполнения численных расчетов течения потока на более густой сетке в стационарной и нестационарной постановках с использованием более сложных моделей турбулентности.

Справедливость такого подхода должна быть подтверждена экспериментальными исследованиями.

В препроцессоре ANSYS CFX-Pre задавались следующие граничные условия ММ:

- модель турбулентности — двухпараметрическая высокорейнольдсовая k - ϵ модель турбулентности;
- торцевой интерфейс между доменами РК и КСК всегда расположен посередине КСК;

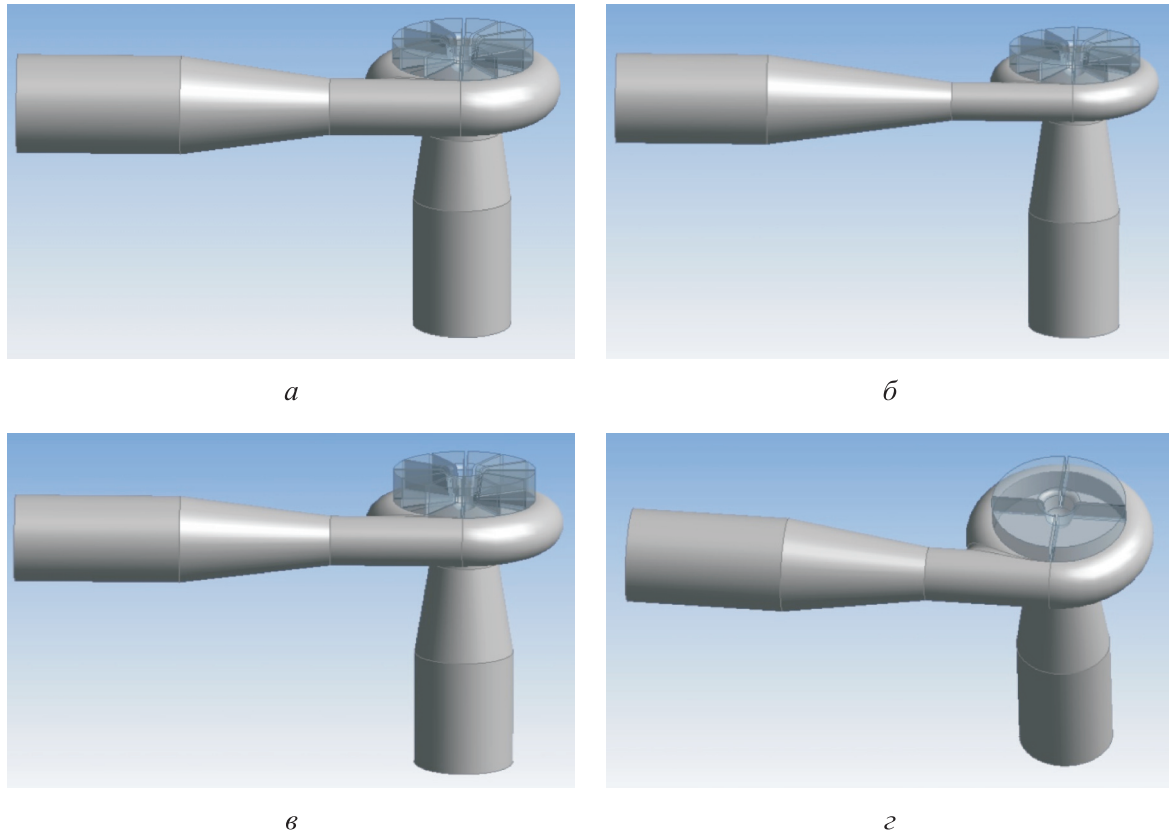


Рис. 4. Расчетные модели ПЧ СВН:

a — диаметр входного патрубка $D_{in} = 120$ мм; *б* — ширина камеры $K_{cam} = 0,3$;
в — ширина лопасти $K_b = 0,25$; *г* — число лопастей РК $z_{PK} = 4$

- на поверхностях интерфейса (торцевом и цилиндрическом) осреднение локальных параметров не проводилось (Frozen Rotor);

- на входе в расчетную модель задавались установившийся режим течения потока и полная энергия (Total Pressure) 1 атм; на выходе — массовый расход, соответствующий номинальному режиму работы СВН;

- область радиального зазора не учитывалась, т. е. использовалось допущение об отсутствии утечек в сальниковом уплотнении насоса;

- условие для цилиндрической стенки РК (WALL) — вращение вместе с доменом РК;

- количество итераций численного расчета задавалось равным 1000.

Напор насоса вычисляли как разницу потенциальной и кинетической энергии на выходе и входе расчетной модели по формуле

$$H = \frac{p_{out} - p_{inl}}{\rho g} + \frac{\left(\frac{Q_{out}}{S_{out}}\right)^2 - \left(\frac{Q_{inl}}{S_{inl}}\right)^2}{2g},$$

где p_{out} , p_{inl} и Q_{out} , Q_{inl} — давления и расходы жидкости на выходе и входе расчетной модели

соответственно; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения.

Гидравлический КПД насоса определяли как отношение полезной мощности N к затраченной N_3 по выражению

$$\eta_r = \frac{N}{N_3} = \frac{\rho g Q H}{N_3}.$$

Для нахождения интегральных параметров H , η_r и мониторинга их изменения в процессе численного расчета использовали выражения (Expressions).

Кроме мониторинга мгновенных значений интегральных параметров выводили графики их среднеарифметических значений после 100 итераций (статистическая функция Arithmetic Average).

Гидродинамический расчет течения вязкой жидкости в ПЧ СВН выполняли с использованием программного комплекса ANSYS Workbench. Численные расчеты проводили на гетерогенном кластере «Политехник — РСК Торнадо» суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

По результатам численного расчета течения потока в исходном варианте ПЧ в стационарной постановке при номинальном режиме получены следующие интегральные параметры: напор насоса $H = 13,6$ м, гидравлический КПД $\eta_f = 48,3$ %, мощность $N = 11,7$ кВт.

Для определения степени влияния входных параметров на выходные, исключения из оптимизационного процесса маловажных параметров и повышения его эффективности предварительно рассчитывали корреляционную матрицу (Correlation Matrix). Коэффициент корреляции, который может быть положительным или отрицательным, показывает наличие взаимосвязи между двумя переменными. Чем ближе коэффициент корреляции к единице, тем сильнее степень влияния входного параметра на выходной.

Метод определения корреляции параметров основан на численных расчетах таблицы, состоящей из случайной выборки точек пространства параметров, сформированной с использованием алгоритма латинского гиперкуба. В этом алгоритме происходит случайный отбор вариантов таким образом, чтобы любые два из них не имели одинаковые значения какого-либо входного параметра. То есть значение каждого входного параметра встречается только один раз.

Коэффициенты определяли на основе ранговой корреляции данных по методу Спирмена (Spreeman).

Для входных параметров задавали достаточно широкие диапазоны их изменений: $D_{PK} = 180...250$ мм; $K_{cam} = 0,25...0,55$; $D_{in} = 80...120$ мм; $Rr_{out} = 5...25$ мм; $K_b = 0,10...0,25$; $\delta = 3...8$ мм; $K_{in} = 0,10...0,25$; $Z_{PK} = 4...12$. $\delta_l = 3...8$ мм. В их пределах была

сформирована таблица пространства параметров, содержащая 100 вариантов геометрических параметров ПЧ.

По результатам гидродинамического расчета получены значения напора и гидравлического КПД для каждого варианта геометрических параметров и определены значения коэффициентов корреляции (рис. 5).

Из таблицы, показанной на рис. 5, следует, что на выходные интегральные параметры СВН основное влияние оказывают следующие входные геометрические параметры:

- на гидравлический КПД насоса — радиус РК Rrk (коэффициент корреляции $R = 0,661$), $Kcam$ ($R = 0,605$), Zrk ($R = 0,148$), Rin ($R = -0,109$);
- на напор насоса — Rrk ($R = 0,841$), $Kcam$ ($R = 0,320$), Zrk ($R = 0,137$), Rin ($R = -0,122$), Kb ($R = 0,119$).

Отрицательное значение коэффициента корреляции Rin означает, что при увеличении радиуса входного патрубка гидравлический КПД и напор насоса уменьшаются.

Таблица входных параметров, сортированных в порядке уменьшения значимости (Relevance), приведена на рис. 6. Для каждого входного параметра отображается наибольшее значение значимости для выходного параметра (Output Parameter), а также — значения коэффициента корреляции и вклад в коэффициент детерминации R^2 .

Коэффициент детерминации показывает, какая доля расчетных точек учитывается квадратичной кривой наилучшего приближения, тем самым характеризуя близость расположения точек к кривой на диаграмме рассеивания. Чем ближе коэффициент детерминации к единице, тем ближе точки лежат к кривой, и тем

Table of Schematic E2: Parameters Correlation											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Name	P1 - Rrk	P3 - Kcam	P6 - Rin	P11 - Rr_out	P14 - Kb	P19 - Delta_b...	P21 - Zrk	P25 - Kin	P27 - Hisp	P28 - KPD
2	P1 - Rrk	1	-0,067471	-0,085569	-0,040661	-0,083418	0,048735	-0,038948	0,071772	0,841	0,6611
3	P3 - Kcam	-0,067471	1	-0,083783	0,034392	-0,006306	-0,0056864	0,030473	0,083838	0,32011	0,60651
4	P6 - Rin	-0,085569	-0,083783	1	0,031129	-0,079044	0,0013669	0,022855	0,060746	-0,12282	-0,10968
5	P11 - Rr_out	-0,040661	0,034392	0,031129	1	-0,0040461	-0,07108	-0,033389	-0,12127	-0,027502	-0,0041372
6	P14 - Kb	-0,083418	-0,006306	-0,079044	-0,0040461	1	0,011209	0,033426	0,0095866	0,11901	0,082197
7	P19 - Delta_blade	0,048735	-0,0056864	0,0013669	-0,07108	0,011209	1	-0,037563	-0,039021	-0,036488	-0,055242
8	P21 - Zrk	-0,038948	0,030473	0,022855	-0,033389	0,033426	-0,037563	1	-0,014344	0,13729	0,14834
9	P25 - Kin	0,071772	0,083838	0,060746	-0,12127	0,0095866	-0,039021	-0,014344	1	0,057155	0,07292
10	P27 - Hisp	0,841	0,32011	-0,12282	-0,027502	0,11901	-0,036488	0,13729	0,057155	1	0,926
11	P28 - KPD	0,6611	0,60651	-0,10968	-0,0041372	0,082197	-0,055242	0,14834	0,07292	0,926	1

Рис. 5. Корреляционная матрица исследуемой модели

Table of Schematic E2: Parameters Correlation					
	A	B	C	D	E
1	Filtering Method				
2	Relevance Threshold	0,5			
3	Configuration	Filtering on Correlation Value and R2 Contribution, with a maximum of 8 major input parameters			
4	Filtering Output Parameters	P27 - Hisp, P28 - KPD			
5	Major Input Parameters				
6	Input Parameter	Best Relationship With Filtering Output Parameter			
7		Relevance	Output Parameter	R2 Contribution	Correlation Value
8	P1 - Rrk	1	P27 - Hisp	0,7639	0,84375
9	P3 - Kcam	0,99024	P28 - KPD	0,45471	0,62459
10	Minor Input Parameters				
11	Input Parameter	Best Relationship With Filtering Output Parameter			
12		Relevance	Output Parameter	R2 Contribution	Correlation Value
13	P14 - Kb	0,42005	P27 - Hisp	0,056617	0,20689
14	P21 - Zrk	0,41326	P28 - KPD	0,033051	0,14994
15	P19 - Delta_blade	0,31648	P28 - KPD	0,014844	-0,066378
16	P11 - Rr_out	0,23783	P28 - KPD	0,0062994	0,010555
17	P6 - Rin	0,19566	P28 - KPD	0,0035077	0,21065
18	P25 - Kin	0,18077	P28 - KPD	0,0027661	0,089021

Рис. 6. Таблица входных параметров, сортированных в порядке уменьшения значимости

точнее описана связь между входным и выходным параметрами.

Из полученных данных следует достаточно жесткая зависимость напора СВН от диаметра РК ($R^2 = 76,3\%$) и гидравлического КПД от ширины кольцевой камеры ($R^2 = 45,4\%$).

По результатам анализа параметров корреляции сделан вывод, что для дальнейшей оптимизации геометрических параметров ПЧ количество входных параметров можно уменьшить до пяти. Это радиус РК насоса Rrk, коэффициент отношения ширины КСК к диаметру РК Kcam, число лопастей РК Zrk, радиус входного патрубка Rin и коэффициент отношения ширины лопасти к диаметру РК Kb.

Расчет корреляционной матрицы — один из этапов оптимизации. Здесь таблица пространства параметров генерируется методом латинского гиперкуба, а значения выходных параметров определяются по результатам прямых гидродинамических расчетов, т. е. выполняется стохастический метод оптимизации.

Согласно таблице пространства параметров, лучший вариант по критерию максимального КПД имеют напор насоса $H = 12,64$ м, гидравлический КПД $\eta_r = 56,1\%$ и мощность $N = 9,8$ кВт. Эти значения получены путем расчета по уточненной ММ, описанной далее. Таким образом, у лучшего варианта гидравлический КПД на 7,8 % больше, чем у исходного (48,3 %). Поэтому для дальнейшей оптимизации в качестве отправной точки задавались именно эти геометрические параметры ПЧ.

На следующем этапе был опробован один из прямых методов оптимизации — ASO (Adaptive Single-Objective — адаптивная однокритериальная оптимизация), представляющий собой итерационный градиентный метод. В этом методе проводится анализ результатов, полученных на предыдущей итерации, и происходит постепенное сужение диапазона изменения входных параметров. Как и другие прямые методы оптимизации, в ASO для каждого варианта выполняются гидродинамические расчеты. Поэтому результаты оптимизации изначально являются достоверными для заданных граничных условий.

В качестве входных параметров задавались Rrk, Kcam, Rin и Kb. Остальные входные параметры фиксировались постоянными, либо являлись управляемыми. Диапазон изменения входных параметров ограничивался $\pm 10\%$.

Минимальные и максимальные значения параметров приведены в таблице, показанной на рис. 7.

Table of Schematic F2: Optimization			
	A	B	C
1	Input Parameters		
2	Name	Lower Bound	Upper Bound
3	P1 - Rrk (mm)	98,683	120,61
4	P3 - Kcam	0,49213	0,60149
5	P6 - Rin (mm)	38,953	47,61
6	P14 - Kb	0,12357	0,15103

Рис. 7. Таблица минимальных и максимальных значений входных параметров

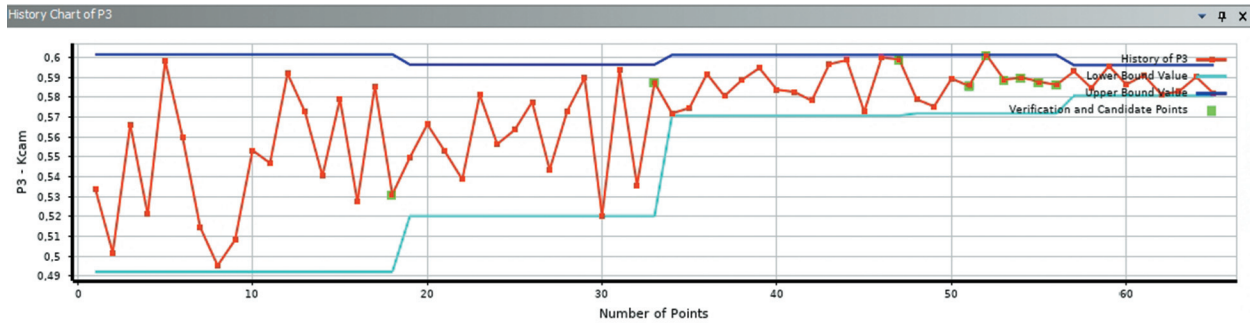


Рис. 8. Алгоритм изменения входного параметра Kcam в ходе оптимизационного процесса методом ASO

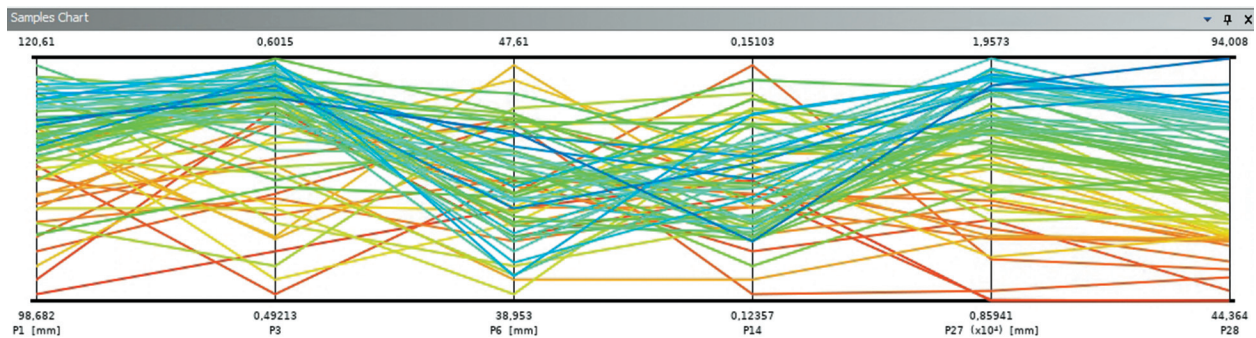


Рис. 9. Графики параметров с параллельными координатами

Так как метод ASO является однокритериальным, в качестве критерия оптимизации выбрали максимальный гидравлический КПД. Ограничение на напор не накладывали.

Алгоритм изменения входного параметра Kcam в ходе оптимизационного процесса методом ASO показан на рис. 8.

Для заданных условий по результату оптимизации методом ASO получены графики параметров с параллельными координатами, приведенные на рис. 9. Здесь каждой ломаной линии соответствует вариант ПЧ из матрицы данных, а положение вершины — определенному значению входного или выходного параметра. Такие графики очень удобны для визуализации и анализа результатов оптимизации.

Значения параметров для трех лучших кандидатов, определенные по результатам оптимизации методом ASO, приведены на рис. 10.

Для лучшего варианта получены следующие параметры: напор насоса $H = 18,3$ м, гидравлический КПД $\eta_r = 94 \%$, мощность $N = 8,45$ кВт.

Значение гидравлического КПД для СВН является явно завышенным. В литературе имеются сведения, что для СВН типа Turo максимальное значение КПД равно 62 % [12].

СВН имеет сложный рабочий процесс, в основе которого лежит турбулентный обмен энергии между двумя потоками жидкости. Поэтому для точного численного решения требуется более адекватная ММ, учитывающая вихревой принцип действия насосов такого типа. Опыт численных расчетов течения потока в ПЧ также показал наличие большой разницы в значениях интегральных параметров, полученных по результатам расчета в стационарной и нестационарной постановках [13].

Table of Schematic F2: Optimization , Candidate Points									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Reference	Name	P1 - Rrk (mm)	P3 - Kcam	P6 - Rin (mm)	P14 - Kb	P27 - Hsp (mm)	P28 - KPD	
2								Parameter Value	Variation from Reference
3	○	Candidate Point 1	114,93	0,58372	44,986	0,13031	18312	★ ★ ★ 94,008	11,87%
4	○	Candidate Point 2	114,43	0,58933	42,256	0,13909	18120	★ ★ 88,51	5,33%
5	⊙	Candidate Point 3	116,81	0,59899	39,87	0,14478	18702	★ ★ 84,034	0,00%

Рис. 10. Значения параметров для трех лучших кандидатов, определенные по результатам оптимизации методом ASO

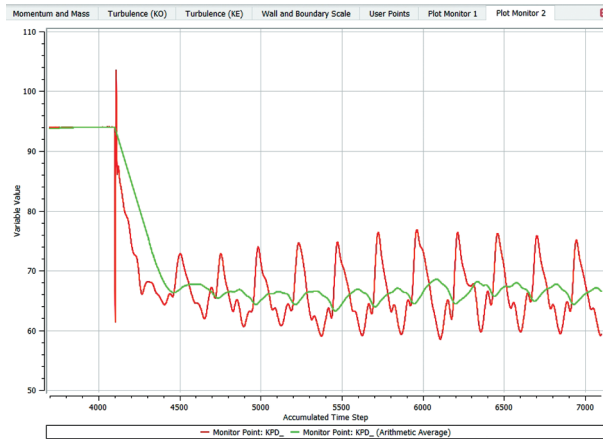


Рис. 11. График мониторинга гидравлического КПД в процессе численного расчета течения потока с новыми параметрами ММ

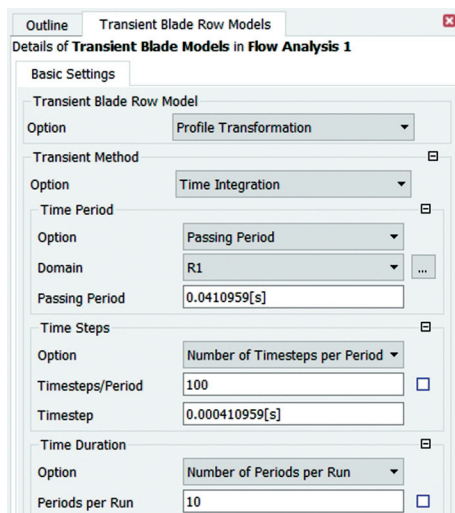


Рис. 12. Параметры расчета в нестационарной постановке

Поэтому для обоих доменов (РК и КСК) генерировали более густую расчетную сетку, где для РК количество элементов составило 2,24 млн, для КСК — 7,76 млн. Вместо высокорейнольдсовой k - ϵ ps использовали комбинированную модель сдвиговых напряжений (SST — Shear Stress Transport). Количество итераций численного расчета увеличено до 3000.

График мониторинга гидравлического КПД в процессе численного расчета течения потока с новыми параметрами ММ приведен на рис. 11. Видно, что гидравлический КПД снизился с 94,0 до 66,5 %, напор насоса $H = 15,6$ м, мощность $N = 10,2$ кВт.

Для такой ПЧ проводили численный расчет в нестационарной постановке. Использовали модель Transient Blade Row, которая позволяет

прогнозировать нестационарные явления, возникающие на стыке соседних доменов (между вращающимся РК и неподвижной КСК). Среди нестационарных методов взаимодействия расчет Profile Transformation (преобразования профиля) является самым быстрым и хорошо предсказывает интегральные параметры насоса.

На торцевой и цилиндрической поверхностях интерфейса задавали условие Transient Rotor Stator, т. е. без осреднения. Параметры расчета в нестационарной постановке показаны на рис. 12.

Это были следующие параметры.

Время периода, принятое равным одному обороту РК,

$$\text{Time Period} = \frac{\theta}{\omega} = \frac{2\pi}{152,89} = 0,041 \text{ с.}$$

Фактический временной шаг расчета, определяемый путем разбиения периода (оборота) на 100,

$$\text{Time Steps} = \frac{\text{Time Period}}{\text{Time Steps/Period}} = \frac{0,041}{100} = 0,00041 \text{ с.}$$

Таким образом, каждому временному шагу соответствовал поворот РК на угол $3,6^\circ$.

Общая продолжительность расчета, зависящая от количества периодов (оборотов РК) N (Number of Periods per Run),

$$\text{Time Duration} = \text{Time Period} \cdot N = 0,041 \cdot 10 = 0,41 \text{ с.}$$

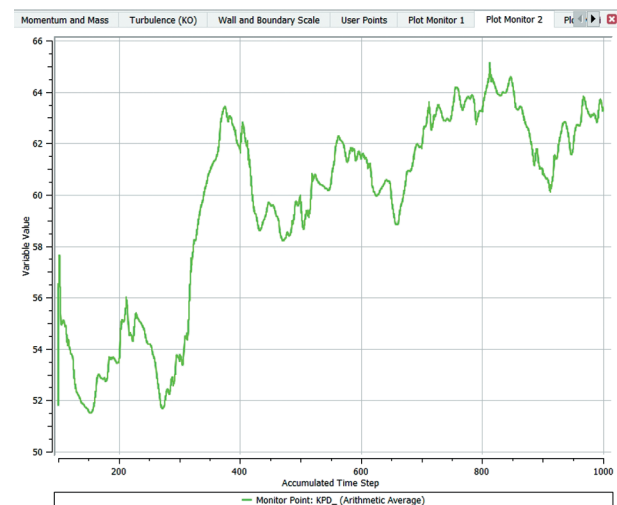


Рис. 13. График мониторинга среднееарифметических значений гидравлического КПД при численном расчете в нестационарной постановке

Значения интегральных параметров СВН, полученные на разных этапах численного расчета

Этап	Постановка расчета	ММ	Модель турбулентности	Напор H , м	Гидравлический КПД η_r , %	Мощность N , кВт
Проектирование	Стационарная	Экономичная	$k-Eps$	13,60	48,3	11,70
Корреляционное исследование		Уточненная		12,64	56,1	9,80
Оптимизация методом ASO		Экономичная	SST	18,30	94,0	8,45
		Уточненная		15,60	66,5	10,20
	Нестационарная			16,57	65,1	11,07

Для обеспечения сходимости решения на каждом шаге по времени Time Steps выполнялся цикл решений. Количество внутренних итераций (Loops) уменьшили до 5, что позволило существенно сократить время расчета. Общее число итераций нестационарного расчета составило 5000.

График мониторинга среднеарифметических значений гидравлического КПД при численном расчете в нестационарной постановке приведен на рис. 13.

По результатам проведенного нестационарного расчета получены следующие интегральные параметры насоса в номинальном режиме: напор $H = 16,57$ м; гидравлический КПД $\eta_r = 65,1$ %; мощность $N = 11,07$ кВт.

Значения интегральных параметров СВН, определенные на разных этапах численного расчета, приведены в таблице.

Выводы

1. Проведены численные исследования по поиску оптимального варианта ПЧ СВН типа Turo с КСК.

2. Показано, что для точного определения интегральных параметров СВН, имеющих сложную вихревую структуру рабочего процесса, требуется адекватная ММ, достаточно густая расчетная сетка, увеличенное число итераций численного расчета и модель турбулентности, учитывающая время жизни крупных вихрей. Однако для оптимизации геометрических параметров ПЧ использование сложной модели и нестационарной постановки решения представляется нерациональным, так как приводит к слишком большому времени оптимизационного процесса.

3. Предложен подход, ранее апробированный для оптимизации лопастных насосов, ко-

гда создают достаточно экономичную расчетную сетку, применяют упрощенную ММ со стандартной двухпараметрической моделью турбулентности $k-Eps$ и стационарную постановку численного расчета, закругляют требуемую погрешность и ограничивают количество итераций расчетного процесса. Это позволяет провести качественно правильное сравнение разных вариантов геометрических параметров ПЧ и сократить время поиска лучших кандидатов, для которых в последующем уточняют интегральные параметры с использованием более сложной ММ.

4. По результатам корреляционного исследования установлено, что на интегральные характеристики СВН в основном влияют пять параметров проектирования: диаметр РК, ширина КСК, число и ширина лопастей РК, диаметр входного патрубка. Исследования проведены при условии, что диаметр напорного патрубка всегда равен ширине КСК.

5. Оптимизация геометрических параметров ПЧ состояла из двух этапов. На первом была сформирована случайная выборка точек пространства параметров на основе алгоритма латинского гиперкуба (100 вариантов геометрических параметров). На втором этапе лучший из кандидатов, найденный стохастическим методом, был улучшен с использованием итерационного градиентного однокритериального метода ASO (65 вариантов геометрических параметров). По сравнению с данными исходного варианта напор насоса увеличился на 3 м, гидравлический КПД на 16,8 %.

6. В дальнейшем необходимо провести дополнительные численные расчеты с использованием вихреразрешающих методов (LES, DES, DNS), позволяющих учесть все существенные для сложного течения потока пространственно-временные неоднородности, и выбрать пара-

метры ММ, обеспечивающие наиболее точный расчет интегральных характеристик СВН.

7. В настоящее время в Лаборатории гидромашиностроения СПБПУ создается испытательный стенд, на котором будут проведены

экспериментальные исследования оптимизированных ПЧ СВН, что позволит валидировать данные численного расчета и сделать окончательные выводы.

Литература

- [1] Гусак А.Г. ред. *Свободновихревые насосы*. Сумы, Сумский гос. ун-т, 2013. 159 с.
- [2] Panchenko V., German V., Kondus V. et al. Combined operating process of torque flow pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1741, art. 012022, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
- [3] Egger E. Verstopingsvrije werelwaaierpompen. *Klaarmeester*, 1976, vol. 11, no. 2, p. 2.
- [4] Криштоп И.В. Использование численных исследований при отработке проточной части СВН типа «ТУРО» высокой быстроходности. В: *Проблемы теории и практики центробежных машин*. Сумы, Папирус, 2014, с. 74–81.
- [5] Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его энергетические и кавитационные характеристики. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 9, с. 33–36.
- [6] Котенко А.И., Герман В.Ф. Оценка кавитационных качеств свободновихревых насосов. *Вісник СумДУ: технічні науки*, 2008, № 2, с. 81–84.
- [7] Krishtop I., German V., Gusak O. et al. Numerical approach for simulation of fluid flow in torque flow pumps. *Appl. Mech. Mater.*, 2014, vol. 630, pp. 43–51, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.43>
- [8] Kondus V., Kalichenko P., Gusak O. A method of designing of torque-flow pump impeller with curvilinear blade profile. *EasternEuropean J. Enterp. Technol.*, 2018, no. 3, pp. 29–35.
- [9] Kondus V.Y., Puzik R.V., German V.F. et al. Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, no. 1741, art. 012023, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012023>
- [10] Герман В.Ф., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. и др. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Туго». *Энергосберегающие технологии и оборудование*, 2011, т. 4, № 8, с. 33–37.
- [11] Криштоп И.В., Герман В.Ф., Гусак А.Г. и др. Оценка влияния поперечных вихрей на процессы передачи энергии в свободновихревом насосе. *Вісник НТУ ХПІ*, 2015, № 6, с. 49–56.
- [12] Евтушенко А.А., Соляник В.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго». *Вестник НТУУ КПИ*, 1999, № 34, с. 346–355.
- [13] Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Ключев А.С. и др. Исследование влияния формы отводящего устройства на энергетические характеристики свободновихревого насоса типа Туго. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 3, с. 56–65.

References

- [1] Gusak A.G. ed. *Svobodnovikhrevye nasosy* [Torque flow pumps]. Sumy, Sumskiy gos. un-t Publ., 2013. 159 p. (In Russ.).
- [2] Panchenko V., German V., Kondus V. et al. Combined operating process of torque flow pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1741, art. 012022, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
- [3] Egger E. Verstopingsvrije werelwaaierpompen. *Klaarmeester*, 1976, vol. 11, no. 2, p. 2.
- [4] Krishtop I.V. Ispolzovanie chislennykh issledovaniy pri otrabotke protochnoy chasti SVN tipa «TURO» vysokoy bystrokhodnosti [Use of numerical studies in development of a flow part for high-speed TURO-type UHVs]. V: *Problemy teorii i praktiki tsentrobezhnykh mashin* [In: Problems of theory and practice of centrifugal machines]. Sumy, Papirus Publ., 2014, pp. 74–81. (In Russ.).

- [5] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Ivanov E.A. Effect of geometrical parameters of a free-vortex pump impeller on its energy and cavitation characteristics. *Khimicheskoe i nefte-gazovoe mashinostroenie*, 2018, no. 9, pp. 33–36. (In Russ.).
- [6] Kotenko A.I., German V.F. Evaluation of cavitation qualities of torque vortex pumps. *Visnik SumDU: tekhnichni nauki*, 2008, no. 2, pp. 81–84. (In Russ.).
- [7] Krishtop I., German V., Gusak O. et al. Numerical approach for simulation of fluid flow in torque flow pumps. *Appl. Mech. Mater.*, 2014, vol. 630, pp. 43–51, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.43>
- [8] Kondus V., Kalichenko P., Gusak O. A method of designing of torque-flow pump impeller with curvilinear blade profile. *EasternEuropean J. Enterp. Technol.*, 2018, no. 3, pp. 29–35.
- [9] Kondus V.Y., Puzik R.V., German V.F. et al. Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, no. 1741, art. 012023, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012023>
- [10] German V.F., Gusak A.G., Evtushenko A.A. et al. Search for ways to extend the range of operating parameters of “Turo” type free vortex pumps *Energoberegayushchie tekhnologii i oborudovanie*, 2011, vol. 4, no. 8, pp. 33–37. (In Russ.).
- [11] Krishtop I.V., German V.F., Gusak A.G. et al. Evaluating effect of transverse vortices on the processes of energy transfer in a free-vortex pump. *Visnik NTU KhPI*, 2015, no. 6, pp. 49–56. (In Russ.).
- [12] Evtushenko A.A., Solyanik V.A. Working process of free-vortex pump of “Turo” type. *Vestnik NTUU KPI*, 1999, no. 34, pp. 346–355. (In Russ.).
- [13] Svoboda D.G., Zharkovskii A.A., Klyuev A.S. et al. Influence of the outflow device shape on energy characteristics of the Turo-type torque flow pump *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 3, pp. 56–65. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.01.2024

Информация об авторах

СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич — кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., 29, e-mail: svoboda.dmitry@gmail.com).

КЛИМОВИЧ Виталий Иванович — доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник. АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева» (195220, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Гжатская, д. 21, e-mail: KlimovichVI@vniig.ru).

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

Information about the authors

SVOBODA Dmitriy Gennadievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Higher School of Power Engineering. Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: svoboda.dmitry@gmail.com).

KLIMOVICH Vitaliy Ivanovich — Doctor of Science (Phys.-Math.), Chief Researcher. JSC “Vedeneev VNIIG” (195220, St. Petersburg, Russian Federation, 21 Gzhatskaya St., e-mail: KlimovichVI@vniig.ru).

ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering. Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

КЛЮЕВ Арсентий Сергеевич — старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетике, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: arsentiyklyuyev@gmail.com).

KLYUYEV Arseniy Sergeevich — Senior Lecturer, Higher School of Power Engineering. Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: arsentiyklyuyev@gmail.com).

ГОРБАТОВ Даниил Анатольевич — конструктор. ООО «СУЛАК»; аспирант Высшей школы энергетического машиностроения. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

GORBATOV Daniil Anatolievich — Designer. LLC SULAK; Postgraduate, Higher School of Power Engineering. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Свобода Д.Г., Климович В.И., Жарковский А.А., Ключев А.С., Горбатов Д.А. Выбор оптимальных параметров проточной части свободновихревого насоса типа Туро. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 72–84.

Please cite this article in English as:

Svoboda D.G., Klimovich V.I., Zharkovskii A.A., Klyuyev A.S., Gorbatov D.A. Selection of the optimal flow passage parameters for the Turo-type torque flow pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 72–84.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям
учебное пособие С.Ф. Коновалова
«Навигационные акселерометры»**

Изложена теория навигационных акселерометров. Представлены конструктивные схемы акселерометров прямого преобразования и компенсационного типа, включая микромеханические приборы. Исследованы погрешности акселерометров, связанные с несовершенством их электромеханических узлов и электронных блоков.

Рассмотрены стенды и методики, используемые при испытаниях навигационных акселерометров. В приложении подробно описаны конструкция компенсационного акселерометра с кремниевым маятником (типа Si-flex), конструкция и особенности применения технологической оснастки для сборки прибора. В дополнительных материалах, размещенных на сайте кафедры «Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации» МГТУ им. Н.Э. Баумана, приведены: патент на акселерометр Si-flex (КА-400М, КА-800); комплект чертежей акселерометра; комплект чертежей технологической сборочной оснастки.

Для студентов специальностей, связанных с системами навигации и управления движением, также может представлять интерес для инженеров и научных работников, занимающихся проектированием и исследованием прецизионных электромеханических приборов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>