

Иванов Евгений Александрович¹

20evgeniy08@mail.ru

Калаев Владимир Анатольевич¹

kalaevVA@ckti.ru

Львовский Владимир Анатольевич²

LvovskiyVA@lhp.ru

Шумилин Сергей Александрович¹

shumilinSA@ckti.ru

¹ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, г. Санкт-Петербург

²ОАО «Ленгидропроект», Россия, г. Санкт-Петербург

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ ДЛЯ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГАЭС

Аннотация. Рассмотрены возможные варианты исполнения многоступенчатых обратимых гидромашин для перспективной высоконапорной ГАЭС. На основе определения суммарных относительных затрат по изготовлению оборудования станции предложен вариант исполнения ГАЭС, состоящий из 4-х агрегатов единичной мощностью 300 МВт, оснащённых гидромашинами с числом ступеней $i = 7$ быстроходностью ступени $n_s = 158$ и диаметром рабочего колеса 2,7 м. Выполнены гидродинамические расчёты элементов проточной части в турбинном и насосном режимах работы.

Ключевые слова: рабочее, колесо, направляющий, аппарат, быстроходность, гидродинамика.

Ivanov Evgeniy¹

20evgeniy08@mail.ru

Kalaev Vladimir¹

kalaevVA@ckti.ru

Lvovskiy Vladimir²

LvovskiyVA@lhp.ru

Shumilin Sergey¹

shumilinSA@ckti.ru

¹JSC «NPO CKTI», Russia, St. Petersburg

²JSC «Lenhydroproject», Russia, St. Petersburg

DEVELOPMENT OF A FLOW PART OF A MULTISTAGE REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE FOR HIGH-PRESSURE PUMPED STORAGE POWER STATION

Abstract. Possible versions of multistage reversible hydraulic machines for perspective high-pressure Pumped Storage Power Station are considered. On the basis of definition of total relative expenses on manufacturing of the station equipment the variant of execution of Pumped Storage Power Station consisting of 4 units of unit capacity 300 MW, equipped with hydraulic machines with number of stages $i = 7$ speed of a stage $n_s = 158$ and diameter of a impeller 2,7 m is offered. Hydrodynamic calculations of flow part elements in turbine and pump modes are performed.

Keywords: impeller, flow, transfer, channel, speed, hydrodynamic, calculation.

В работе [1] выполнена проработка концепции создания подземной ГАЭС суммарной установленной мощностью 1200 МВт при напоре 1200 м. В проекте рассмотрена возможность реализации указанной установленной мощности посредством разного количества гидроагрегатов: 6, 4, 3 и 2.

Рассмотрим ряд возможных вариантов исполнения гидротурбин с единичной мощностью 200, 300, 400 и 600 МВт и их количеством, равным 6, 4, 3, 2:

A = 6 – 200 МВт,

A = 4 – 300 МВт,

A = 3 – 400 МВт,

A = 2 – 600 МВт.

Примем, что при реализации указанных выше вариантов исполнения гидроагрегатов энергетические и кавитационные показатели их проточных частей одинаковы, а именно:

– коэффициент полезного действия КПД = 90 %;

– критический кавитационный коэффициент $C_{кр} = 1200$.

Для нивелирования или усреднения объёма строительных затрат по заглублению гидроагрегата величина заглубления $H_s = -18$ м.

Величина критического разряжения $\Delta h_{кр} = 20$ м с коэффициентом запаса 1,4, что позволяет однозначно определить частоту вращения ротора при заданной величине подачи Q . Её подача определяется из значения мощности агрегата при значении КПД 90 %.

В таблицах 1–4 приведены расчётные данные по рассматриваемым вариантам единичной мощности при разном числе ступеней гидромашин. Значения объёмного, гидравлического и механического КПД определялись по формулам А. А. Ломакина [2] в зависимости от n_s . Пересчёт стационарного КПД на натурный выполнен по упрощённой формуле фирмы «Nohab» [3]. Диаметр рабочего колеса определялся из основного уравнения гидромашин.

Из таблиц 1–4 следует, что на величину КПД существенно влияет значение внутреннего механического КПД. Поэтому варианты с числом ступеней $i = 1, 2, 3$ не предоставляют интереса для проектирования.

Таблица 1

Вариант 1 N = 200 МВт, A = 6 агрегатов, n = 500 об/мин, Q = 15,3 м³/с

i	H_i	n_s	$\eta_{ст}$	D_2	$\eta_{нат}$	$C_{кр}$	H_s
—	м	—	%	м	%	—	м
1	1200	35	66,7	5,1	70	1760	–18
3	400	80	79,7	3,3	82	—	—
5	240	117	84,9	2,7	87	—	—
7	171,4	150,6	87,3	2,4	89,5	—	—
8	150	165,5	88	2,2	90,0	—	—
9	133,3	182	88,5	2,1	90,5	—	—
10	120	197	88,9	2,0	90,8	—	—
11	109,1	211,4	89,2	1,95	91,8	—	—
12	100	225,7	89,5	1,9	92,1	—	—

Таблица 2

Вариант 2 $N = 300$ МВт, $A = 4$ агрегата, $n = 428,6$ об/мин, $Q = 23,0$ м³/с

i	H_i	n_s	$\eta_{ст}$	D_2	$\eta_{нат}$	$C_{кр}$	H_s
—	m	—	%	m	%	—	m
1	1200	37	68,1	6,0	72	1220	—18
3	400	84	83,1	3,9	85,5	—	—
5	240	123	88,2	3,2	90,2	—	—
7	171,4	158	90,4	2,7	92,4	—	—
8	150	175	91,0	2,65	92,8	—	—
9	133,3	191	91,5	2,5	93,0	—	—
10	120	207	91,9	2,4	93,2	—	—
11	109,1	222	92,2	2,3	93,5	—	—

Таблица 3

Вариант 3 $N = 400$ МВт, $A = 3$ агрегата, $n = 375$ об/мин, $Q = 30,6$ м³/с

i	H_i	n_s	$\eta_{ст}$	D_2	$\eta_{нат}$	$C_{кр}$	H_s
—	m	—	%	m	%	—	m
1	1200	37,1	68,5	6,8	75	1237	—18
3	400	84,6	83,4	4,4	86,4	—	—
5	240	124	88,4	3,6	90,4	—	—
6	200	142	89,7	3,4	91,7	—	—
7	171,4	160	90,6	3,2	92,0	—	—
8	150	176,6	91,2	3,0	92,5	—	—
9	133,3	193	91,7	2,85	92,8	—	—
10	120	208,8	92,1	2,35	93,0	—	—

Таблица 4

Вариант 4 $N = 600$ МВт, $A = 2$ агрегата, $n = 300$ об/мин, $Q = 45,9$ м³/с

i	H_i	n_s	$\eta_{ст}$	D_2	$\eta_{нат}$	$C_{кр}$	H_s
—	m	—	%	m	%	—	m
1	1200	36,4	68,1	8,5	71,1	1207	–18
3	400	83	83,3	5,5	85,8	—	—
5	240	121,6	88,5	4,5	90,5	—	—
6	200	139,4	89,8	4,2	91,4	—	—
7	171,4	156,4	90,7	4,0	92,0	—	—
8	150	173	91,4	3,7	92,5	—	—
9	133,3	189	91,9	3,6	92,8	—	—
10	120	204,5	92,3	3,45	93,2	—	—

В таблицу 5 сведены оптимальные параметры по своим показателям в каждом их рассмотренных вариантов исполнения.

Таблица 5

Оптимальные параметры для каждого рассмотренного варианта

Вар	A	N_i	n	i	n_s	D_2	η_n	Q	$C_{кр}$	H_s
	шт	МВт	об/мин	—	—	m	%	м ³ /с	—	m
1	6	200	500	8	166,5	2,2	90	15,3	1160	–18
2	4	300	428,6	7	158	2,7	92,4	22,95	1220	—
3	3	400	375	6	142	3,4	91,7	30,6	1232	—
4	2	600	300	5	121,6	4,5	90,5	45,9	1207	—

Из рассмотренных вариантов проточных частей следует:

- с увеличением единичной мощности уменьшается число ступеней: с 8 до 5;
- снижается частота вращения с 600 до 300 об/мин;
- диаметр рабочего колеса увеличивается с 2,2 до 4,5 м;

– кавитационные показатели всех вариантов практически одинаковы.

– энергетические качества лучше у вариантов с четырьмя агрегатами единичной мощностью 300 МВт, быстроходностью $n_s = 158$, с числом ступеней $i = 7$, диаметр рабочего колеса $D_2 = 2,7$ м и КПД = 92,4 %.

Для стоимостной оценки рассматриваемых вариантов гидроагрегатов исходим из принятого предположения, что стоимость 1 кг изделия равна 20\$. Весовую оценку гидроагрегата определяем через вес рабочего колеса по отношению к основным элементам проточной части, а именно, как принято по таблице 6.

Таблица 6

Весовая оценка гидроагрегата

Элемент проточной части	РК	Перевод. канал НА и ОНА	Корпус ступени	СК и статор	Кольц. затвор	Отсас. труба	Вал
отн. вес G	1,0	1,5	1,5	2,0	0,5	1,0	0,5

Вес рабочего колеса определим из веса модели диаметром 0,5 м $G = 0,08$ т. Тогда вес натурального рабочего колеса будет вычисляться по формуле $G_n = G_m (D_n / D_m)^3$. В таблице 7 приведены веса рабочих колёс и суммарный вес гидромашин по рассматриваемым вариантам.

Таблица 7

Суммарный вес гидромашин

Варианты	1	2	3	4
$D_2, м$	2,2	2,7	3,4	4,5
$G_{РК}, т$	6,8	14,0	25,1	58,3
$G_{агр}, т$	248	455	715	1425

Используя данные по таблице 6 и 7, получаем следующие результаты весовых и стоимостных показателей, приведённых в таблице 8.

Таблица 8

Стоимостные показатели

Вариант	А, шт	$G_{\text{агр}}, \text{т}$	$\Sigma G_{\text{агр}}, \text{т}$	Цена, млн \$
1	6	248	1488	29,8
2	4	455	1820	36,4
3	3	715	2145	42,9
4	2	1425	2850	57,0

Из полученных результатов следует, что с увеличением числа агрегатов вес и стоимость уменьшается. С учётом преимущества по уровню КПД выбираем вариант 2 с количеством агрегатов $A = 4$, быстроходностью $n_s = 158$, диаметром рабочего колеса $D_2 = 2,7 \text{ м}$.

Объём строительных затрат на сооружение верхнего и нижнего водохранилищ не зависит от количества напорных водоводов, так же как и затраты по заглублению гидромашин, т. к. $H_s = -18 \text{ м} = \text{const}$. Определим вес и стоимость водоводов по цене 10 \$ за 1 кг изделия, т. к. их производство менее затратно, чем изготовление элементов проточной части. Принимаем длину трассы напорного водовода 1600 м, задаём допускаемую скорость потока $V = 10 \text{ м/с}$ и определяем диаметр водовода и величину гидравлических потерь в водоводе. Результаты даны в таблице 9.

Таблица 9

Результаты расчёта

Вариант	$N, \text{МВт}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$V, \text{м/с}$	$D_{\text{вод}}, \text{м}$	$h_{\Gamma}, \text{м}$	$h_{\Gamma}, \%$
1	200	15,3	10	1,4	116	9,7
2	300	23,0	—	1,7	96	8,0
3	400	30,6	—	2,0	81	6,8
4	600	45,9	—	2,4	68	5,6

Величина гидравлических потерь $h_T = \lambda \times (L/\varphi \times V^2/2g)$, где $\lambda = 0,02$. Приняв величину подачи $\sigma = 1000 \text{ кг/см}^2$, определяем максимальную величину толщины стенки водовода. Естественно, её величина будет меняться по длине водовода с изменением давления. Приняв среднюю величину давления в водоводе $P_{\text{ср}} = 60 \text{ кг/см}^2$, получаем среднюю толщину стенки водовода в 5 см. Тогда вес и стоимость напорного водовода составит значения, указанные в таблице 10.

Таблица 10

Вес и стоимость напорного водовода

Вар	А, шт	D_2 , м	$D_{\text{вод}}$, м	$\Sigma G_{\text{Г/М}}$, Т	$\Sigma \Pi_{\text{Г/М}}$, млн \$	$\Sigma G_{\text{вод}}$, Т	$\Sigma \Pi_{\text{вод}}$, млн \$	$\Sigma \Pi$, млн \$
1	6	2,1	1,4	1480	29,8	17055	170,5	200,3
2	4	2,7	1,7	1820	36,4	13722	137,2	173,6
3	3	3,4	2,0	2145	42,9	12056	120,5	163,4
4	2	4,5	2,4	2850	57,0	9605	96,5	153,5

Из таблицы 10 следует, что стоимость изготовления водовода значительно возрастает с увеличением количества агрегатов с 96,5 до 170,5 млн \$, а суммарные затраты на изготовление водоводов и гидромашин снижаются с уменьшением их количества. Однако, для варианта 2 с количеством агрегатов $A = 4$, с его повышенным уровнем энергетических показателей следует отдать предпочтение, несмотря на то, что затраты по его изготовлению примерно на 9 % выше, чем по варианту 4 с количеством агрегатов $A = 2$.

Оценим затраты, связанные с изготовлением мотор-генераторов с учётом частоты вращения и единичной мощности. Из-за отсутствия конкретных данных воспользуемся существующим аналогом Загорской ГАЭС с единичной мощностью 200 МВт и частотой вращения 150 об/мин. Примем условно одинаковыми стоимости изготовления электрических и гидравлических

машин исходя из того, что стоимость изготовления пропорциональна мощности и обратно пропорциональна частоте вращения. Также, оценим стоимость изготовления мотор-генераторов для рассматриваемых вариантов. В таблице 11 сведены окончательные результаты.

Таблица 11

Окончательные результаты

Вариант	N , МВт	n , об/мин	A , шт	$C_{Г/М}$ млн \$	$C_{вод}$ млн \$	$C_{эл м}$ млн \$	ΣC млн \$
1	200	500	6	29,8	170,6	29,8	230,2
2	300	428,6	4	36,4	137,2	36,4	210,0
3	400	375	3	42,9	120,5	42,9	206,3
4	600	300	2	57,2	96,0	57,2	210,4

Из представленных данных следует, что вес и стоимость напорного водовода существенно выше стоимости энергетического оборудования, что объясняется длиной водовода и большой величиной давления. Затраты на изготовление водовода растут с увеличением их количества, несмотря на уменьшение его диаметра. Суммарные затраты рассмотренных вариантов исполнения оборудования практически равноценны от 230,2 до 206,3 млн \$.

Полученные сравнительные стоимостные показатели различных вариантов исполнения обратимых гидроагрегатов требуют уточнения после выбора проточной части, проведения расчётных и конструкторских проработок гидромашин и двигателя – генератора.

На основе изложенного к дальнейшему расчёту проточной части обратимой гидромашин приступаем по варианту исполнения 2 с количеством агрегатов $A = 4$, единичной мощности 300 МВт, частоты вращения $n = 428,6$ об/мин, диаметром рабочего колеса $D_2 = 2,7$ м и быстроходностью $n_s = 158$.

В соответствии с величиной быстроходности проточной части $n_s = 158$ определяем ее основные соотношения в меридианной проекции: ширина рабочего колеса на выходе $b' = 0,13$ и диаметр горловины $D_r = 0,66$. Проектирование и гидродинамический расчёт лопастной системы рабочего колеса выполняем на расчётный насосный режим в обеспечение его энергетических и кавитационных показателей, далее определяем параметры насоса в рабочем диапазоне его эксплуатации. После чего приступаем к расчётному исследованию работы в турбинном режиме рабочего колеса. Расчёт выполняем для прогнозируемого оптимума универсальной характеристики и в зоне эксплуатации агрегата по линии 95 % мощности по принятой программе расчёта САПР ЛС [4]. Проектирование лопастной системы выполняется на приведённые параметры:

$$\begin{aligned}n'_I &= 88,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \\Q'_I &= 0,24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \\ \sigma &= \frac{20}{171,4} = 0,117, \\ C_{кр} &= 1220.\end{aligned}$$

На основе выполненных расчётов получена лопастная система рабочего колеса с числом лопастей $Z = 7$ со следующими геометрическими данными:

$$\begin{aligned}\beta_H &= 28,5 - 27,5 - 26,5, \\ \beta_{вс} &= 16 - 18,3 - 21,1, \\ \varphi &= 94 - 99 - 104, \\ \Delta\varphi &= 0 - 0 - 0, \\ \frac{l}{t} &= 2,04 - 2,2 - 2,33.\end{aligned}$$

Характер изменения толщины лопасти принят к тому, что использовался в центробежных насосах аналогичной быстроходности, а именно, входная кромка $\delta'_{\text{вх}} = 0,007 \cdot D_2$ или 19 мм, напорная кромка $\delta'_\text{н} = 0,008 \cdot D_2$ или 21,5 мм, толщина лопасти в средней части кромки составила $\delta'_{\text{ср}} = 0,02 \cdot D_2$ или 54 мм. Такое распределение толщин лопасти с учётом покрывающего диска, как показали результаты прочностных расчётов аналогичных ступеней центробежных насосов, обеспечивает приемлемый уровень статических напряжений в пределах 80–90 Мпа.

Осреднённые результаты гидродинамического расчёта в насосном режиме представлены в таблице 12.

Таблица 12

**Осреднённые результаты гидродинамического расчёта
в насосном режиме**

	Q	Q'_I , м ³ /с	n'_I , об/мин	$RVu'_\text{н}$, м ² /с	$h_\text{г}$, %	$h_\text{у}$, %	σ	$H_\text{н}$
0,85	min	0,204	88,4	1,22	1,3	0,15	0,07	1285
1,0	расч	0,24	—	1,15	1,32	0	0,092	1211
1,1	max	0,264	—	1,11	1,39	0	0,12	1169

Из анализа полученных данных следует, что в рассматриваемом диапазоне подач ударные потери отсутствуют, профильные потери составляют примерно 1,3 %, а с учётом вторичных потерь, обусловленных перетеканием потока в пределах лопастного канала от стороны давления к стороне разрежения, гидравлические потери равны порядка 3 %. С учётом гидравлических потерь в направляющем аппарате 1,5 % и спиральной камере 2,5 % гидравлический КПД проточной части равен 93 %. Величина динамического разрежения во всем диапазоне не превышает требуемую величину.

Определим натурные параметры на основе полученных расчетных данных.

Величину напора обратимой гидромашины определим по формуле:

$$H_{\text{н}} = H_i \cdot i = H_{\text{т}} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot i = \frac{\omega'_I \cdot R V u'}{g} \cdot \left(\frac{nD}{nI'} \right)^2 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot i,$$

$$\omega'_I = \frac{\pi \cdot \dot{n}'_I}{30}.$$

Величина подачи:

$$Q = Q'_I \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}.$$

Мощность гидроагрегата:

$$N = 9,81 \cdot Q \cdot \frac{H}{\eta_{\text{н}}}.$$

По общепринятым формулам А. А. Ломакина определяем значения объёмного и внутреннего механического КПД, величина которых составила 98 % и 97 %. Тогда общий КПД модели составит 88 %, а в пересчёте по упрощённой формуле фирмы Nohab для натуры величина модели составит 90,5 %. Величина заглубления гидромашины определена с коэффициентом запаса $\phi = 1,4$. Полученные расчётные данные сведены в таблицу 13.

Таблица 13

Полученные расчётные данные

$H_{\text{м}}$	$\eta_{\text{м}}, \%$	$\eta_{\text{н}}, \%$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{МВт}$	σ	$H_{\text{с}}, \text{м}$
1285	87,3	90	20,1	281,6	0,07	-8,0
1211	87,8	90,5	23,0	302,9	0,092	-12,0
1169	86,8	89,5	24,9	319,0	0,12	-18,0

Как следует из таблицы 13, полученные результаты энергетических и кавитационных показателей полностью удовлетворяют техническому заданию на проектирование.

Переходим к оценке работы полученной лопастной системы в турбинном режиме. Примем условно величину напора, срабатываемой на каждой ступени гидромашины, на 10 м меньше, чем в насосном режиме вследствие гидравлических потерь в водоводе. Далее на основе результатов ранее выполненных работ по обратимым гидромашинам [4, 5, 6] установлено, что оптимум турбинного режима формируется на 8–10 об/мин ниже оптимума насосного режима и по расходу Q примерно на 5 % больше. Таким образом, прогнозируемый оптимум турбинного режима составит:

$$n'_I = 80,4 \text{ об/мин,}$$

$$Q = 0,25 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Величина момента скорости определялась из основного уравнения гидромашин с гидравлическим КПД 93 %. Как показали результаты расчёта в оптимуме характеристики профильные потери не превышают 1,2 % и ударные потери отсутствуют. Если условно на универсальную характеристику нанести линию 95 % мощности, которая, как показывает практика, проходит на 15–20 % правее оптимума по Q'_I , то можно ориентировочно спрогнозировать величину мощности, развиваемой обратной гидромашинной в турбинном режиме. При этом считаем, что на этой линии снижение КПД составит 4–5 %. Таким образом, величина мощности в турбинном режиме работы N будет составлять в рабочем диапазоне значения, представленные в таблице 14.

Таблица 14

Турбинный режим работы

H	$H_i, \text{ м}$	$Q'_I, \text{ м}^3/\text{с}$	$n'_I, \text{ об/мин}$	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$\eta_r, \%$	$N, \text{ МВт}$
max	170	0,31	88,8	1190	29,5	86	295,7
расч	160	0,31	91,2	1120	28,5	85	266,6
min	150	0,31	94,9	1050	27,4	83	234,0
опт	207	0,25	80,4	1449	26,2	92,5	347,0

Если провести сопоставление выбранного варианта многоступенчатой обратимой гидромашины с возможным вариантом исполнения одноступенчатой гидромашины при равных кавитационных показателях, то очевидно, как это следует из данных по таблице 15, есть существенный выигрыш как по энергетическим показателям, так и по уровню заглублинения гидроагрегата.

Таблица 15

Параметры одноступенчатой обратимой гидромашины
 $Q = 23 \text{ м}^3/\text{с}, H = 1200 \text{ м}$

Вар	n , об/мин	$C_{кр}$	n_s	D_2 , м	η_r , %	$\Delta h_{кр}$, м	H_s , м	N , МВт
1	428,6	1200	37	6,0	68	20	-18	398
2	600	—	51	4,4	72	34	-38	376
3	750	—	64	3,5	77	44	-52	351
4	1000	—	86	2,9	80	62	-77	337
5	1500	—	128	2,1	86	105	-137	315

Результаты выполненных расчётов показывают, что предложенный вариант исполнения многоступенчатой обратимой гидромашины удовлетворяет исходным техническим условиям.

Выводы

1. Рассмотрен ряд возможных вариантов исполнения многоступенчатой обратимой гидромашины на повышенный уровень напора $H = 1200 \text{ м}$.

2. Проведён анализ суммарных относительных затрат на основное энергетическое оборудование и предложен к проектированию вариант, состоящий из четырёх агрегатов единичной мощностью $N = 300 \text{ МВт}$.

3. Выполнено проектирование и гидродинамический расчёт лопастной системы рабочего колеса семиступенчатой обратимой гидромашины быстроходностью $n_s = 158$.

4. Результаты гидродинамического расчёта рабочего колеса быстроходность $n_s = 58$ в насосном и турбинном режимах работы (таблица 13 и 14) подтверждают возможность создание оборудования на заданные параметры.

5. Применение многоступенчатой обратимой гидромашины позволяет повысить общий уровень КПД гидроагрегата и при равных кавитационных показателях $C_{кр} = 1200$ в 4–4,5 раза уменьшить величину заглубления гидромашины.

Список литературы

1. **Луначи М. Э.** О концепции проекта ГАЭС с подземным расположением нижнего бассейна. – РусГидро, 2012.

2. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. – Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

3. **Жарковский А. А., Морозов М. П., Шумилин С. А.** Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. – СПб. : Издательство СПбГПУ, 2002. – 47 с.

4. **Грянко Л. П., Зубарев Н. И., Умов В. А., Шумилин С. А.** Обратимые гидромашины. – Л. : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1981. – 261 с.

5. **Аршеневски Н. Н.** Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций. – М. : Энергия, 1980. – 239 с.

6. **Зубарев Н. И., Шумилин С. А.** Проектирование лопастной системы рабочего колеса обратимой гидромашины на напор 350 м. – СПб. : Издательство СПбГПУ, 2018. – с. 92–99.