

А. К. Лямасов, Б. М. Орахелашвили

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОМАШИН МГЭС: ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС И ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Рассматриваются результаты исследования на стенде МЭИ работы центробежного насоса типа Д в обращенном режиме. Выполнено сопоставление экспериментальных и прогнозных параметров оптимального режима. Предложена конструкция, создана и апробирована математическая модель самотормозящейся повышающей гидродинамической передачи для применения на малых ГЭС серийных быстроходных генераторов. *Обращенный режим центробежного насоса; малые ГЭС; повышающая гидродинамическая передача*

ВВЕДЕНИЕ

Малая гидроэнергетика продолжает оставаться одним из возможных способов снижения отрицательного воздействия человечества на окружающую среду в условиях постоянного возрастания энергопотребления.

Отечественная промышленность не проявляет заинтересованности в серийном выпуске гидротурбинного оборудования для малых ГЭС, поскольку отсутствует долгосрочная программа строительства таких объектов. Практическим выходом из сложившейся ситуации может служить использование в качестве турбин центробежных насосов, диапазон рабочих параметров которых весьма широк, а стоимость невелика. Проведенный анализ серийных насосов типа Д [1], показал, что для напоров 20–100 м и мощностей менее 200 кВт можно подобрать существующий насос в достаточно широком диапазоне параметров. Достоинствами насосов этого типа являются отсутствие осевой силы и разнесенные плоскости гидравлических и электрических соединений.

При расчете параметров турбинного режима предполагалось, что оптимальный режим турбины будет получен при безударном входе на рабочее колесо, а спиральная камера создаст циркуляцию потока, в соответствии с оптимальным насосным режимом. Соотношение расчетных параметров оптимальных насосных и турбинных режимов для рассмотренных насосов различной быстроходности при сохранении частоты вращения приведено на рис. 3.

ИССЛЕДОВАНИЯ НА СТЕНДЕ МЭИ

Для проверки указанных предположений и уточнения режимных параметров турбин на ка-

федре ГГМ НИУ МЭИ создан экспериментальный стенд, обеспечивающий проведение испытаний малых гидротурбин и обращенных насосов при напорах до 40 м и расходах до 600 м³/час.

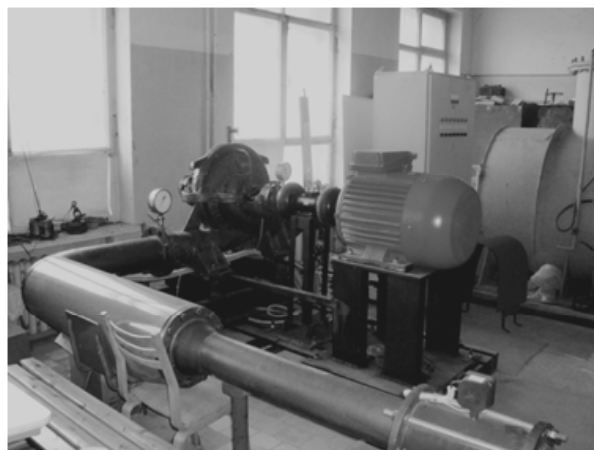


Рис. 1. Стенд МЭИ по исследованию обратимых гидромашин

В качестве генератора на установке применен асинхронный двигатель 5АМ-315-8М с конденсаторным возбуждением, снабженный устройством для измерения момента и частоты вращения. Внешняя автономная нагрузка имитируется установленным в трубопроводе набором ТЭН. Изменение режимных параметров осуществляется за счет регулирования расхода в круге циркуляции задвижкой и емкости возбуждающих конденсаторов.

Результаты экспериментов представлены в табл. 1 в виде безразмерных комплексов:

$$K_Q = Q/(\omega \cdot D^3); K_H = g \cdot H/(\omega^2 \cdot D^2).$$

Полученная зависимость коэффициента теоретического напора турбины от коэффициента расхода является линейной (среднеквадратичное отклонение 0,996), что свидетельствует об отсутствии ошибок при проведении и обработке результатов эксперимента.

Параметры оптимальных турбинных режимов в пересчете на частоту вращения 765 об/мин ($n_s = 65$) приведены в табл. 2. Результаты сравнения дают основание полагать, что предложенный метод оценки основных рабочих параметров насосов в турбинном режиме обеспечивает удовлетворительное совпадение прогнозных и экспериментальных результатов.

Выполненный теоретический анализ различного рода потерь показал, что основной вклад вносят гидравлические потери, обусловленные наличием острой входной кромкой и малой выходной горловиной рабочего колеса.

САМОТОРМОЗЯЩАЯ ПОВЫШАЮЩАЯ ГДП

В [1] показано, что в разумном диапазоне напоров обращенные насосы будут иметь малую частоту вращения. Следовательно, для использования серийных быстроходных генераторов необходимо установить повышающую передачу между ними и турбиной. В [2] предложено использовать для этой цели гидродинамическую передачу (ГДП).

Схема устройства представлена на рис. 2. Устройство содержит входной вал 1 насосного колеса 2, консольно установленный в корпусе 3 и соединенный с приводным двигателем. Так же содержит выходной вал 4 турбинного колеса 5 для соединения с приводимым устройством, с опорами в крышке корпуса 6 и расширенной частью входного вала 1. На статоре 7, расположенном между корпусом 3 и крышкой корпуса 6, закрепляется реакторное колесо 8. Наличие статора 7 и консольного закрепления насосного колеса 2 позволяет уменьшить общую площадь вращающихся поверхностей за счет того, что нет необходимости в удлинении турбинного и насосного рабочих колес с целью формирования безлопастного канала, так как безлопастной канал становится частью статора. Также нет необходимости во вращающейся части насосного колеса, которая является необходимой опорной при установке вала на двух разнесенных опорах. Это позволяет упростить конструкцию, уменьшить осевой габарит. Поскольку потери на дисковое трение пропорциональны площади вращающихся поверхностей, то наличие статора 7 повышает эффективность ГДП.

Устройство работает следующим образом: энергия рабочей жидкости, создаваемая насосным колесом 2, срабатывается на турбинном колесе 5. Соответствующее профилирование лопастной системы турбинного колеса 5 с углом лопасти на входе менее 90° позволяет увеличить частоту вращения выходного вала 4 по сравнению с частотой входного вала 1. Затем поток рабочей жидкости поступает в реакторное колесо 8 с направлением, зависящим от передаточного отношения, где ликвидируется остаточная закрутка до расчетного значения, а затем в насосное колесо 2.

В режиме самоторможения устройство работает следующим образом. При падении нагрузки на приводимом устройстве увеличивается частота вращения выходного вала 4, а соответственно, турбинного колеса 5, что способствует увеличению выходной циркуляции и снижению передачи мощности на выходной вал. Полученная циркуляция потока практически ликвидируется в реакторном колесе 8 ввиду малой прозрачности лопастной системы. Остаточная циркуляция попадает на вход насосного колеса 2, но ввиду своей малой величины практически не изменяет развиваемый напор. Таким образом, происходящее перераспределение сработки энергии между турбинным колесом и реактором способствует стабилизации скорости вращения.

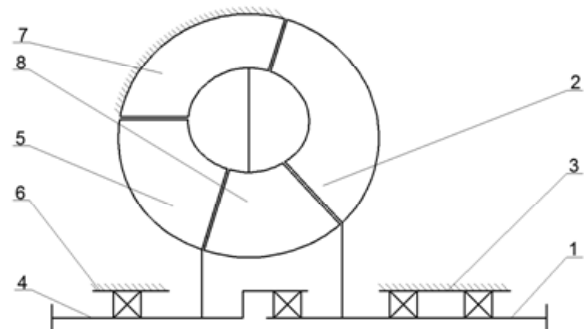


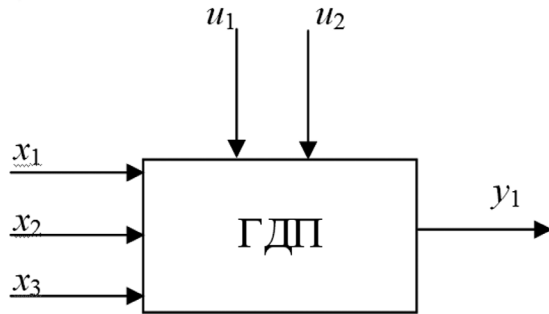
Рис. 2. Схема повышающей самотормозящейся ГДП

Для разработанной конструкции ГДП проведен математический эксперимент на базе программного комплекса моделирования движения жидкости и газа Flow Vision – НРС. Рабочая жидкость, лопасти рабочих колес и лопатки реактора задаются как твердые тела.

Реализация проведена с помощью программного пакета Auto Cad, в котором производилось начальное профилирование, а также пакета Solid Works, в котором по полученным поверхностям

были созданы твердые тела. Сформированные расчетные области и модели лопастных систем представлены на рис. 4–5.

Для проведения математического эксперимента входные параметры задавались по схеме:



1. Группа $X = (x_1, x_2, x_3)$, в которую входят контролируемые факторы: x_1 – частота вращения входного вала ω_1 ; x_2 – момент на входном валу M_1 ; x_3 – момент на выходном валу M_2 . Расчеты проводятся для расчетной точки ГДП:

$$\omega_1 = 62,81/\text{с}; M_1 = 716 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_2 = -252 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Группа $U = (u_1, u_2)$, в которую входят переменные факторы, которые в отличие от факторов первой группы не допускают целенаправленного изменения в ходе эксперимента. К ним можно отнести: u_1 – плотность рабочей жидкости ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$; u_2 – вязкость рабочей жидкости μ , $\text{кг}/\text{м}\cdot\text{с}$. В качестве рабочей жидкости принята вода со следующим параметрами: плотность $\rho = 1000$, $\text{кг}/\text{м}^3$, вязкость $\mu = 0,001$, $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$.

3. Группа $Y = (y_1)$, включающая в себя выходные переменные, которые характеризуют эффективность процесса и технико-экономические показатели: y_1 – частота вращения выходного вала повышающего ГДТ $\omega_2, 1/\text{с}$;

Для замыкания теоретической модели была принята стандартная k - ε модель турбулентности, дополненная моделью турбулентности в зазоре, распространяющаяся на ячейки расчетной области между лопастными системами и внешней границей расчетной области.

Ранее лопастные решетки проектируемой ГДП были рассчитаны с использованием метода решения трехмерных гидродинамических задач методом МЭИ. В результате были получены расчетные эмпирические зависимости, дополнив которые теоретическими, была сформирована математическая модель ГДП. В результате получена следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{M_{\text{г.пр.}} 2\pi\eta_0^{\text{H}}}{\rho Q} - \frac{M_{\text{ген}} 2\pi\eta_0^{\text{T}}}{\rho Q} &= \\ &= i_0^{\text{T}} \eta_0^{\text{T}} Q + 2\pi R_{\text{a.т.}}^2 \omega_{\text{T}} - \frac{i_0^{\text{P}} Q}{\eta_0^{\text{P}}} = \Gamma_2^{\text{T}} - \Gamma_2^{\text{P}}; \\ \frac{M_{\text{г.пр.}} 2\pi\eta_0^{\text{H}}}{\rho Q} &= \frac{i_0^{\text{H}} Q}{\eta_0^{\text{H}}} + 2\pi R_{\text{a.н.}}^2 \omega_{\text{H}} - \frac{i_0^{\text{P}} Q}{\eta_0^{\text{P}}} = \\ &= \Gamma_2^{\text{H}} - \Gamma_2^{\text{P}}; \\ \Gamma_2^{\text{H}} &= 0,0052 \cdot \omega_{\text{H}}^{1,7} \left(\frac{Q}{\eta_0^{\text{H}}} \right)^{-0,7}; \\ \Gamma_2^{\text{T}} &= -76,44 \frac{Q}{\eta_0^{\text{T}}} + 0,25 \omega_{\text{T}} + 0,03 \Gamma_1^{\text{T}}; \\ \Gamma_2^{\text{P}} &= -10^{-3} \cdot \frac{\eta_0^{\text{P}2} \Gamma_2^{\text{T}3}}{Q^2} + 6,6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\eta_0^{\text{P}} \Gamma_2^{\text{T}2}}{Q} - \\ &- 0,1 \cdot \Gamma_2^{\text{T}} + 2,25 \cdot \frac{Q}{\eta_0^{\text{P}}}; \\ M_{\text{ген}} &= \frac{N_{\text{пот}}}{\omega_{\text{T}}}; \end{aligned}$$

где индексы "н", "т" и "р" соответственно обозначают насосное, турбинное и реакторное колеса; Q – расход в круге циркуляции; Γ – циркуляция (индекс 2 – на выходе из рабочего колеса, 1 – на входе); ω – частота вращения; $M_{\text{ген}}$ – момент на валу генератора, турбинного колеса ГДТ; $M_{\text{г.пр.}}$ – момент на валу приводной гидротурбины, насосного колеса ГДТ; $N_{\text{пот}}$ – мощность потребителя, генератора; η_0 – объемный КПД.

Результаты расчетов, выполненные по этой модели, для изменения нагрузки потребителя ($N_{\text{пот}}$), в диапазоне от расчетной до нулевой мощности системы приведены в табл. 3.

Как видно из результатов, частота вращения выходного вала ω_2 , мало зависит от изменения нагрузки на генераторе. Следовательно, при работе приводной турбины с постоянной мощностью водотока и частотой вращения, установка между ней и генератором ГДП позволит улучшить качество вырабатываемого тока и защитить генератор от разгона.

Поскольку введение в расчетную модель момента нагрузки на турбинном колесе многократно увеличивает время проводимого расчета и, учитывая, что расчет выполнялся на учебной лицензионной модели с ограниченным числом ячеек, то первоначально проведён эксперимент с отсутствием нагрузки на турбинном колесе.

Таблица 1

Результаты испытания насоса Д 630-90 в обратном режиме

Расход	Напор	ω	M	N	K_o	K_H	КПД	КПД	КПД	КПД
м ³ /с	м	1/с	Н*М	кВт	*1000	*100	общ.	мех.	объем.	гидр.
0,0613	16,95	73,48	34,34	2,52	6,28	11,84	0,248	0,582	0,891	0,478
0,1194	34,92	97,55	257,51	25,12	9,23	13,84	0,614	0,834	0,946	0,778
0,1158	25,35	78,08	255,06	19,92	11,18	15,68	0,691	0,875	0,945	0,836
0,1358	31,59	84,05	358,07	30,09	12,18	16,86	0,715	0,889	0,945	0,851
0,1408	30,96	77,87	399,76	31,13	13,63	19,25	0,728	0,905	0,944	0,853
0,1419	30,34	75,88	407,12	30,89	14,10	19,87	0,735	0,908	0,943	0,857
0,1450	29,35	70,34	436,55	30,70	15,54	22,38	0,735	0,918	0,948	0,845
0,1469	29,41	65,42	468,43	30,64	16,93	25,92	0,723	0,926	0,949	0,822
0,1475	29,36	65,42	465,98	30,48	17,00	25,88	0,718	0,926	0,948	0,817
0,1479	28,76	59,66	490,50	29,26	18,69	30,48	0,701	0,933	0,946	0,794

Таблица 2

Сравнение параметров оптимального турбинного режима насоса Д 630-90

	Q, к.м./с	H, м	N, кВт	$K_o \cdot 1000$	$K_H \cdot 100$	K_N	КПД
прогноз	0,142	33,5	35,5	13,38	20,12	1,99	0,741
эксперимент	0,150	33,2	36,3	14,10	19,87	2,05	0,735

Таблица 2

Режимные параметры ГДП

$N_{\text{пот}}, \text{кВт}$	$M_2, \text{Нм}$	$\omega_2, 1/\text{с}$	Q, м ³ /с	$\Gamma_2^T, \text{м}^2/\text{с}$	$\Gamma_2^H, \text{м}^2/\text{с}$	$\Gamma_2^P, \text{м}^2/\text{с}$
38,6	-256,25	150,8	0,386	7,947	11,951	0,754
35,0	-229,08	152,8	0,387	8,359	11,928	0,763
30,0	-193,04	155,4	0,389	8,901	11,898	0,775
25,0	-158,32	157,9	0,39	9,421	11,871	0,785
20,0	-124,78	160,3	0,391	9,922	11,846	0,795
10,0	-60,72	164,7	0,393	10,877	11,809	0,81
0,0	0	168,6	0,394	11,793	11,793	0,816

*Примечание: т – турбинное колесо ГДП, н – насосное колесо ГДП, р – реакторное колесо ГДП, 2 – параметры на выходе.

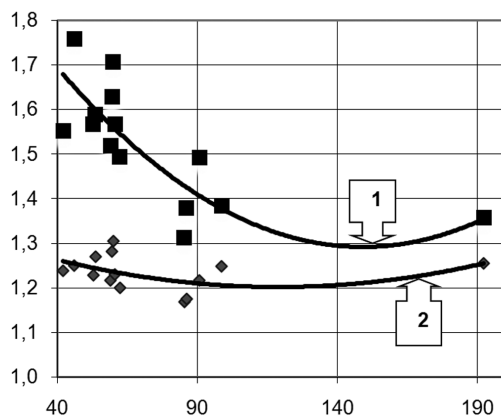


Рис. 3. Соотношения оптимальных режимных параметров обратных насосов типа Д: 1 – отношение напоров; 2 – отношение расходов

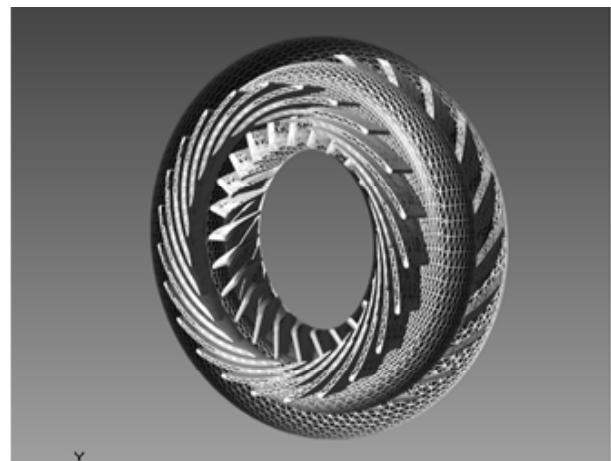


Рис. 4. Расчетная область ГДП в программном комплексе Flow Vision



Рис. 5. Трехмерные модели лопастных систем ГДП

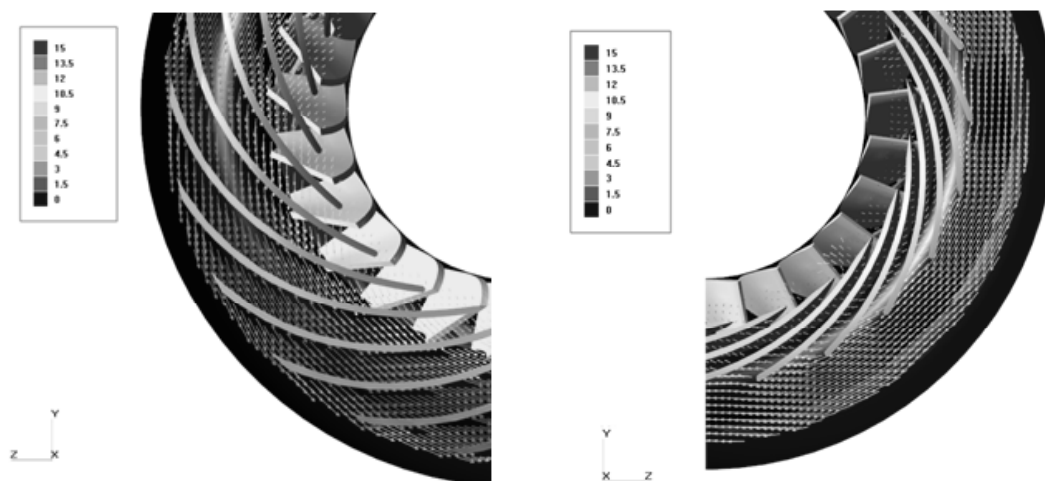


Рис. 6. Эпюры распределения абсолютной скорости в НК и ТК

На рис. 6 представлено распределение абсолютной скорости на плоскостях сечений, расположенных перпендикулярно оси вращения, и проходящих через середины выходной и входной кромок насосного и турбинного колеса соответственно.

Отметим, что расчетный процесс изменения частоты вращения турбинного колеса, показывает стремление частоты вращения выходного вала при отсутствии нагрузки к установившемуся значению, что подтверждает наличие эффекта самоторможения ГДП.

ВЫВОДЫ

Предложена методика оценки параметров центробежных насосов, работающих в качестве турбин, подтвержденная экспериментом.

Введен в эксплуатацию экспериментальный стенд по исследованию малых гидротурбин.

Разработана конструкция повышающей гидродинамической передачи.

Создана математическая модель и выполнен математический эксперимент ГДП.

Подтверждено наличие эффекта самоторможения ГДП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Орахелашвили Б. М.**, Проблемы развития малой гидроэнергетики // Тр. Всеросс. НПК «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем». 2010. С. 207–210.

2. **Лямасов А. К., Орахелашвили Б. М.** Повышающий гидротрансформатор // Тр. XIV Всеросс. НТК студентов и аспирантов. 2010. С. 157–163.

ОБ АВТОРАХ

Лямасов Александр Константинович, аспирант, ассистент каф. ГГМ им. В. С. Квятковского НИУ "МЭИ".

Орахелашвили Баграт Мерабович, канд. тех. наук, доц. каф. ГГМ им. В. С. Квятковского НИУ "МЭИ".