

ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ НАПОРА «ТУРБИНА-НАСОС»

В.В. Бакунин

В статье предложен способ водоснабжения, когда приводом к насосу служит гидротурбина, обоснована энергетическая эффективность такого преобразователя напора с высоким КПД и предложена методика расчета для различных типов турбин и насосов в зависимости от параметров потребителя.

Ключевые слова: водоснабжение, насос, турбина, преобразователь напора.

Вблизи рек и плотин имеется множество сельскохозяйственных поселений, которые находятся выше уровня водоемов. Для подачи воды потребителю требуется устройство, создающее напор выше напора плотины или напора, вызванного уклоном реки. В качестве источника энергии для насоса может служить гидромеханическая энергия самого потока воды, низконапорная энергия которого может быть преобразована в высоконапорную, например, такими устройствами как двигатель-насос [1], или гидравлический таран [2]. Первое устройство при определенных достоинствах имеет низкий коэффициент преобразования напора. Гидротаран дешев и относительно прост в изготовлении, у него высокий коэффициент преобразования напора, но имеет недостаток – уменьшение КПД при росте коэффициента преобразования напора. Эти недостатки могут быть преодолены использованием в качестве привода к насосу непосредственно гидравлической турбины.

Чаще всего гидротурбину использует как привод генератора для выработки электроэнергии, а насос приводят в действие электродвигателем [3] (рис. 1).

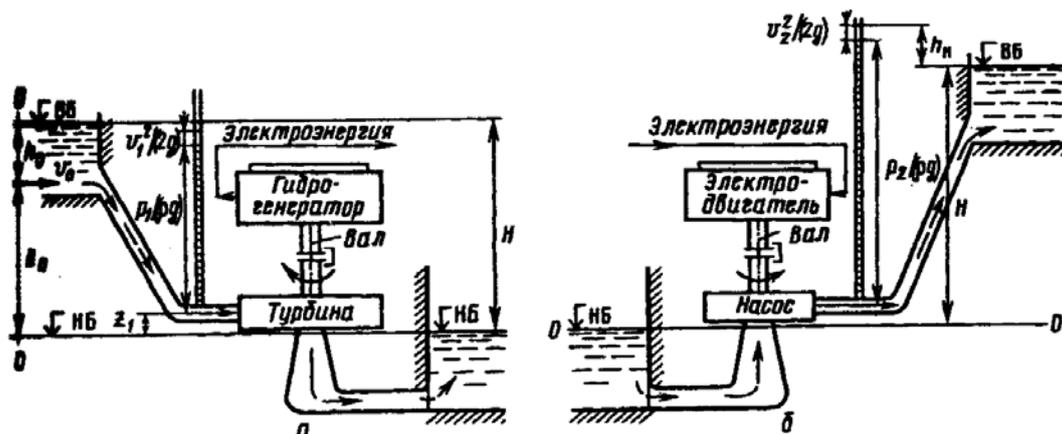


Рис. 1. Схема стандартного использования гидротурбины и насоса

Если целью является только водоснабжение, то имеет смысл отказаться от промежуточных звеньев между турбиной и насосом, т.е. от генератора и электродвигателя, тем самым убрав затраты на их покупку и повысив общий КПД использования потока воды:

$$\eta_T \cdot \eta_H > \eta_T \cdot \eta_H \cdot \eta_{ГНР} \cdot \eta_{Э/ДВ}. \quad (1)$$

Данный эффект достигается только в том случае, если турбина и насос работают в режиме максимального КПД. Основным условием работы является равенство мощности на валу турбины и мощности на входном валу насоса:

$$\rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_T = \rho \cdot g \cdot h \cdot q \cdot \frac{1}{\eta_H}, \quad (2)$$

где H – м, напор плотины на входе в турбину, Q – м³/с, расход через турбину, h – м, напор на выходе из насоса, q – м³/с, подача насоса, ρ – кг/м³, плотность жидкости, g – м/с², ускорение свободного падения.

Введем понятие коэффициента преобразования напора:

$$K_H^h = \frac{h}{H}. \quad (3)$$

Тогда, используя (3) и (2), получаем, что коэффициент преобразования напоров определяется отношением расходов турбины и насоса и их КПД:

$$K_H^h = \frac{h}{H} = \frac{Q}{q} \cdot \eta_T \cdot \eta_H. \quad (4)$$

К гидромашинам, преобразующим гидравлическую энергию потока в механическую энергию вращения вала относятся гидромоторы объемного типа и гидротурбины. Первые эффективно работают на больших давлениях и поэтому их невыгодно использовать на низконапорных плотинах. Насосы можно эффективно использовать как динамического типа, так и объемного. Таким образом, остается два варианта сочетания: гидротурбина – динамический насос, гидротурбина – объемный насос.

Рассмотрим первый вариант [4] (рис. 2). Максимальное значение коэффициента преобразования по (4) достигает при двух условиях:

– турбина и насос установлены соосно на одном валу, то есть не тратится энергия на передаточный механизм и, соответственно, частота вращения вала турбины и насоса одинаковы;

– турбина и насос при этой одинаковой частоте работают в режиме максимального КПД.

Чтобы добиться этих условий, обратимся к универсальной характеристике лопастных машин – коэффициенту быстроходности, об/мин [3]:

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{1.36 \cdot N}{\sqrt{H}}}, \quad (5)$$

где n – об/мин, частота вращения вала турбины (лопастного насоса), H – м, напор на входе в турбину (h – на выходе лопастного насоса), N – кВт, мощность на валу турбины (лопастного насоса).

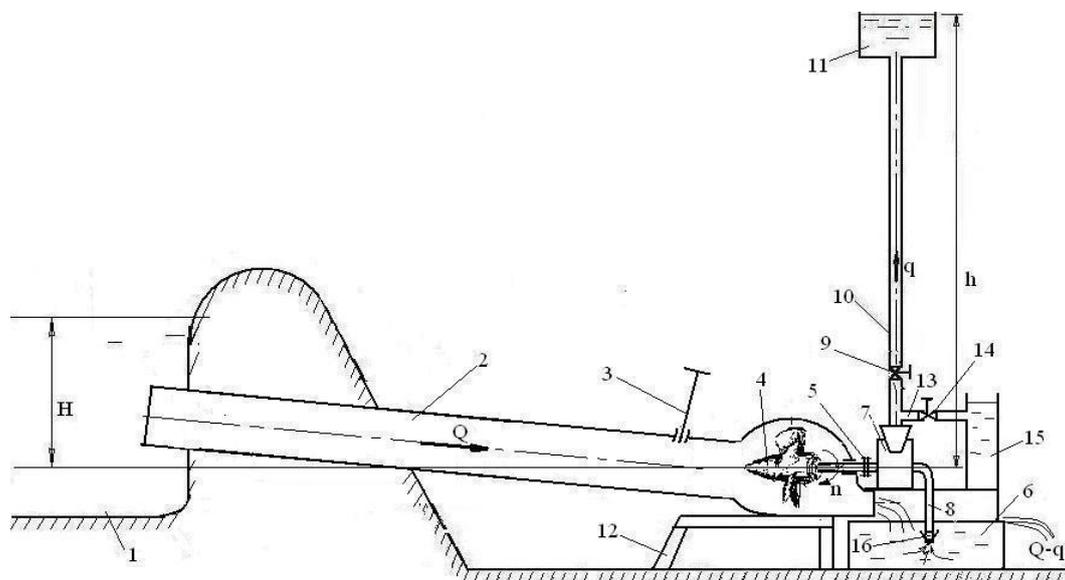


Рис. 2. Схема преобразователя напора «гидротурбина – лопастной насос»

С учетом того, что $N_T = N_H / \eta_H$, а $n_T = n_H$, выразим из формулы (5) напор H турбины и напор h насоса. После этого подставим эти выражения в (4) и получим коэффициент преобразования напоров в зависимости от коэффициентов быстроходности лопастных машин:

$$K_H^h = \frac{h}{H} = \left[\frac{(n_s)_T}{(n_s)_H} \right]^{\frac{4}{5}} \cdot (\eta_H)^{\frac{2}{5}}, \quad (6)$$

или

$$\frac{(n_s)_T}{(n_s)_H} = (K_H^h)^{\frac{5}{4}} \cdot \sqrt{\eta_H} = \left[\frac{h}{H} \right]^{\frac{5}{4}} \cdot \sqrt{\eta_H}, \quad (7)$$

где $(n_s)_T$ – коэффициент быстроходности турбины, $(n_s)_H$ – коэффициент быстроходности насоса.

Факт, что коэффициент преобразования напора больше 1 говорит о более высоком коэффициенте быстроходности турбины по отношению к насосу. И это же указывает на те конструктивные особенности рабочего колеса турбины и насоса, которые и способствуют преобразованию напора (рис. 3 и 4 из [3]). Коэффициент быстроходности обычно определяется для режима максимальной мощности. Чем выше коэффициент быстроходности, тем быстроходнее турбина (лопастной насос) и тем ниже область применения напоров. Исходя из этого, можно сформулировать правило подбора турбины и лопастного насоса: для преобразования напора из низшего в высший следует подбирать более быстроходную по отношению к насосу гидротурбину, при этом основные гидравлические параметры турбины и насоса определяются по (4) и (6). Таким образом, в преобразователе напора происходит перераспределение потенциальной и кинетической составляющих механической энергии потока жидкости.

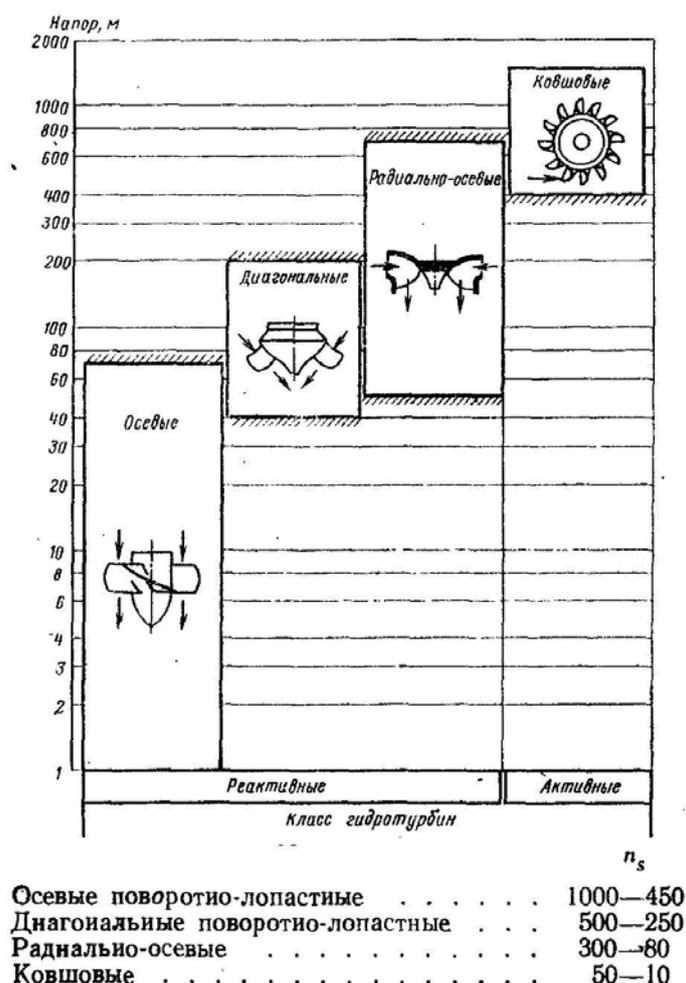


Рис. 3. Зависимость формы рабочего колеса турбины от коэффициента быстроходности

n_s	60-80	80-120	120-240	240-350	400-800
D_2/D_1	3,0-2,4	2,4-1,8	1,8-1,3	1,3-1,1	1,0

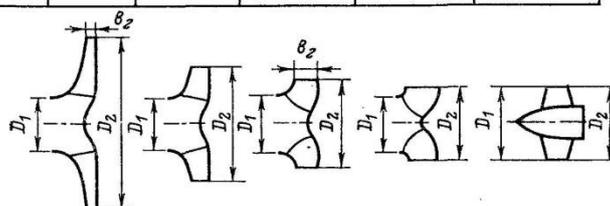


Рис. 4. Зависимость формы рабочего колеса насоса от коэффициента быстроходности

Рассмотрим пример подбора турбины и лопастного насоса. Предположим, что мы имеем напор плотины $H=3$ м, необходимый напор насоса для подачи потребителю $h=30$ м, а располагаемый расход на турбину (минимальный сброс плотины) $Q = 0,5$ м³/с. По (3) определяем, что коэффициент преобразования напора $K_H^h=10$. По диаграмме рисунка 3 находим, что наиболее эффективно для данного напора плотины, использовать поворотно-лопастную осевую гидротурбину. По методике, изложенной в [3], находим, что для данного напора и расхода лучше всего подходит турбина ПЛ-10, у которой диаметр рабочего колеса D , соответствующий максимально-му КПД турбины, определяем по приведенным параметрам частоты вращения n_I' и расхода Q_I' модельной турбины, (рис. 5, [3]) по формулам из [3]:

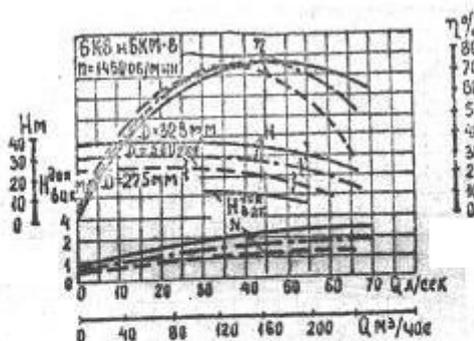
$$n_I' = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}, \quad (8)$$

$$Q_I' = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}, \quad (9)$$

Поскольку характеристики насосов в основном даются на определенные частоты вращения, рассчитаем турбину на частоту вращения 1450 об/мин. По (8) определяем, что для этой частоты диаметр рабочего колеса турбины $D=250$ мм, а пропускаемый для этого колеса расход через турбину по (9) $Q=0,454$ м³/с. КПД поворотно-лопастной турбины для этого режима работы $\eta_T=0,92$, значит мощность на валу турбины по (2) $N_T=13347$ Вт. По (5) $(n_s)_T=1565$ об/мин. Находим из (7), что коэффициент быстроходности насоса должен быть $(n_s)_H=88$ об/мин. Для такого коэффициента быстроходности эффективнее всего использовать центробежные насосы (рис.4). Наиболее подходящим является консольный насос 6К-8а (К 150-125-315 в современной классификации) (рис. 6) [5]. Данные турбины и насоса можно занести в таблицу.

Показатели	Тип турбины	
	ПЛК10	ПЛК16
Диапазон напоров, м	1—12	3—16
Приведенная частота вращения, об/мин:		
оптимальная n'_{10}	170	155
средняя расчетная n'_{1p}	210	175
Приведенный расход (максимальный расчетный) Q'_{1p} , л/с	4200—3800	3000—2800
Коэффициент кавитации σ , соответствующий Q'_{1p}	2,8—2,2	2,0—1,6
Относительный диаметр капсулы $\bar{D}_{\text{капс}}$	0,8—0,85	1,0—1,25

Рис. 5. Параметры модельной турбины



Характеристика насоса 6К-8 и 6КМ-8

Марка насоса	Подача Q		Полный напор H , м	Число оборотов n в минуту	Мощность N , кВт		КПД насоса η , %	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вас}}$, м	Диаметр рабочего колеса D , мм
	м³/ч	л/с			на валу насоса	электродвигателя			
6К-8	110	30,6	36,5	1450	17,6	28	70	6,6	328
и 6КМ-8	140	38,8	35,9		18,4		75	6,3	
	170	47,2	32,5		20,6		76,5	5,9	
	190	52,8	31		23,0		75	5,4	
6К-8а	110	30,6	30,5	1450	13,5	20	72	6,6	300
и 6КМ-8а	140	38,8	28,6		14,7		73,6	6,3	
	170	47,2	25,8		15,7		76	5,9	
	180	50	25		16,5		74	5,8	
6К-8б	110	30,6	24,4	1450	10,2	20	71,3	6,6	275
и 6КМ-8б	140	38,8	22		11,0		74	6,3	
	180	50	18		13,5		65	5,9	

Рис. 6. Выбор центробежного насоса

Таблица
Параметры выбранных турбины и насосов для преобразователя напора

	Марка	Диаметр рабочего колеса мм	Напор, м	Число об. в мин.	Мощность на валу, кВт	Расход л/с	КПД %	Коэф. преоб. напора
турбина	ПЛК-10	250	3	1450	13,5	454	92	10
насос лопаст.	K150-125-315	300	30			31	72	

Подбор для соответствующей турбины насоса объемного типа проще. Из (4) определяем необходимый расход q насоса и, зная оптимальную частоту вращения колеса турбины n , находим необходимый рабочий объем насоса:

$$V_{p.k.} = \frac{q \cdot 60}{n} = \frac{60}{n \cdot K_H^h} \cdot Q \cdot \eta_T \cdot \eta_H, \quad (10)$$

где n – число оборотов в минуту, q и Q – расходы насоса и турбины, л/с.

В нашем примере для частоты вращения 1450 об/мин необходимо, чтобы насос давал не больше 46 л/с ($\eta_H=1$) и соответственно рабочий объем насоса не более 1,9 л. Если учесть, что для объемных насосов КПД очень высокий, то общий КПД преобразователя напора потока жидкости может достигать 80–85 %.

Библиографический список

1. Пальвинский, В.В. Обоснование параметров и режимов функционирования гидравлического двигателя-насоса для сельскохозяйственного водоснабжения: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.В. Пальвинский. – Изд-во Иркутской государственной сельскохозяйственной академии, 2013. – 18 с.
2. Бакунин, В.В. Оптимизация подбора и регулировки гидротарана на максимальную производительность / В.В. Бакунин // Альтернативная энергетика и экология. – 2014. – № 5 (145). – С. 74–81.
3. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины. Турбины и насосы / Г.И. Кривченко. – М.: Изд-во «Энергия», 1978. – 320 с.
4. Водоподъемник-преобразователь напора: пат. 148066 Рос. Федерация: МПК F04F7/02 (2006.01) / автор и заявитель Бакунин В.В.; патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Челябинская государственная агроинженерная академия» (RU).
5. Насосы. Каталог-справочник / Д.Н. Азарх и др. – М.; Л.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 551 с.

[К содержанию](#)