

ГИДРОТУРБИНЫ

А. А. Асламазян

Влияние величины заглубления рабочего колеса на работу пропеллерной турбины

В настоящей статье даются результаты небольшого исследования, проведенного в Гидро-электрической лаборатории (ГЭЛ) Водно-энергетического института (ВЭИ) Академии наук Армянской ССР, посвященного вопросу установления влияния величины заглубления рабочего колеса на работу гидравлической турбины. С этой целью были подвергнуты исследованию два пропеллерных рабочих колеса типа К—245 для трех вариантов заглубления колеса. В дальнейшем изложении через МК—245 обозначено пропеллерное колесо с углом установки лопастей $\varphi = +10^\circ$, взятое из установки микрогэс, изготовления Ереванского машиностроительного завода, а через ПЛК—245—поворотной-лопастное колесо, с углом установки лопастей $\varphi = 0^\circ$, изготовления Всесоюзного института гидромашиностроения.

Оба колеса по суммарным характеристикам показали одинаковую тенденцию к падению *кпд* при увеличении заглубления.

При работе как с одним, так и с другим рабочим колесом выяснилось, что с удалением колеса от направляющего аппарата на предельное для данной установки расстояние, 330—350 мм, *кпд* уменьшался на 4% (на основании данных многочисленных опытов)*.

Результаты испытания колеса МК—245

Рабочее колесо МК—245 с диаметром $D=300$ мм и числом лопастей $Z_1=4$, изготовления Ереванского машиностроительного завода, было испытано на низконапорной установке и направляющем аппарате с поворотными лопатками, с числом лопаток $Z_0=12$, при высоте лопасти $h_0=110$ мм. Измерение напоров производилось пьезометром. Производительность насосной установки $Q=400$ л/сек. Расход измерялся при помощи протарированного прямоугольного тонкостенного водослива.

Располагаемая мощность водотока подсчитывалась по известной формуле:

* По подсчетам теории ошибок точность экспериментов составляет 1,3%.

$$N_T = \frac{100 Q \cdot H}{75} \text{ л.с.}$$

Фактическая мощность, развиваемая на валу турбины, определялась по формуле:

$$N_{\Phi} = \frac{M_T \cdot \omega}{75} \text{ л.с.}$$

где ω — угловая скорость вращения вала,

M_T — момент на валу турбины.

Угловая скорость вращения вала турбины определялась из соотношения

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}.$$

Число оборотов турбины измерялось стационарным тахометром и контролировалось высокочувствительным нестационарным тахометром. Точность определения оборотов была равна ± 5 об/мин.

Момент на валу турбины M_T определялся с помощью колодочного тормоза и подсчитывался по формуле:

$$M_T = r \cdot l,$$

где r — сила, действующая на рычаг тормоза,

l — длина рычага тормоза, считая от оси вала турбины до точки опоры.

Измерение нагрузки производилось динамометром.

Коэффициент полезного действия рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{N_{\Phi}}{N_T}.$$

Испытания колеса производились в следующих трех вариантах.

В первом варианте было испытано колесо при угле установки лопастей $\varphi = +10^\circ$ с расположением колеса непосредственно под направляющим аппаратом (рис. 1). Расстояние от оси при этом испытании было равно $l = 100$ мм. Предполагалось, что при таком расположении направляющий аппарат оказывает максимальное влияние на работу колеса, обеспечивая необходимую циркуляцию над ним.

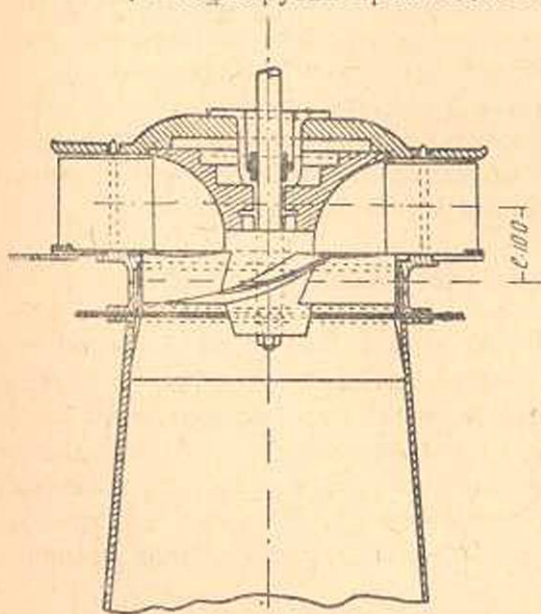


Рис. 1. Схема испытываемой турбины при $l=100$ мм.

жени направляющий аппарат оказывает максимальное влияние на работу колеса, обеспечивая необходимую циркуляцию над ним.

* Во втором варианте рабочее колесо было опущено на 151 мм ниже, чем в первом варианте; при этом величина заглубления была равна $l=250$ мм (рис. 2).

Наконец, в третьем варианте рабочее колесо было опущено на 230 мм ниже, чем в первом варианте, благодаря чему величина заглубления достигла $l=330$ мм (рис. 2).

Результаты исследований изображены на рис. 3 в виде характеристик, представляющих из себя зависимости коэффициента полезного действия от приведенного числа оборотов турбины n' . Заметим, что все данные приведены к одному метру напора. Как видно из графиков, во всех трех вариантах оптимальный режим устанавливается при открытии направляющего аппарата $a_0=54$ мм и при $n' = 380$ об/мин, что соответствует 85% максимального открытия. При этом коэффициент полезного действия достигает величины $\eta=0,72$.

Характер кривых η для всех открытий остается одинаковым, за исключением случая, когда открытие $a_0=39$ мм. В последнем случае кривая η правее максимальной точки имеет крутой наклон.

Из графиков (рис. 3) видно, что с увеличением величины заг-

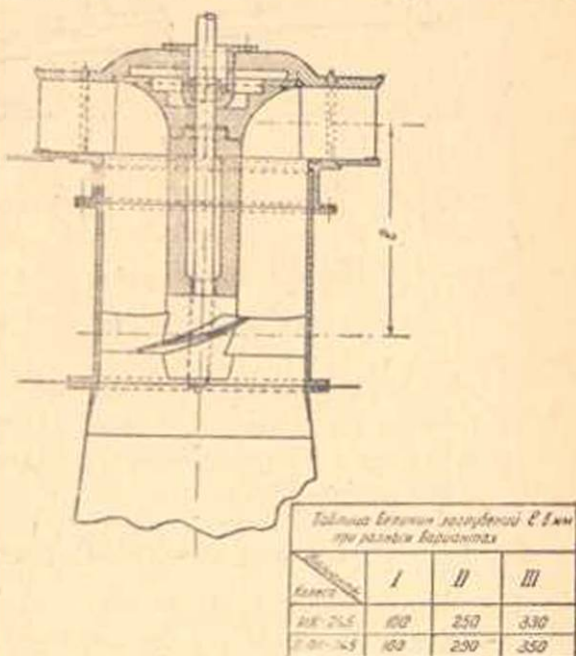


Рис. 2. Схема испытуемой турбины при $l=350$ мм.

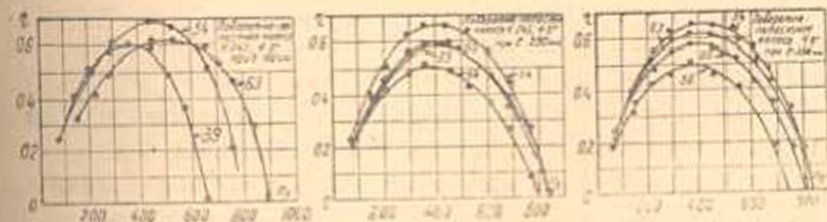


Рис. 3. Кривая зависимости между η и числом оборотов при $\varphi=0$.

лубления рабочего колеса имеет место падение коэффициента полезного действия. Из рис. 4, представляющего связь между максимальными значениями η и заглублениями колеса, следует, что с увеличением заглубления l от 100 мм до 330 мм имеет место падение

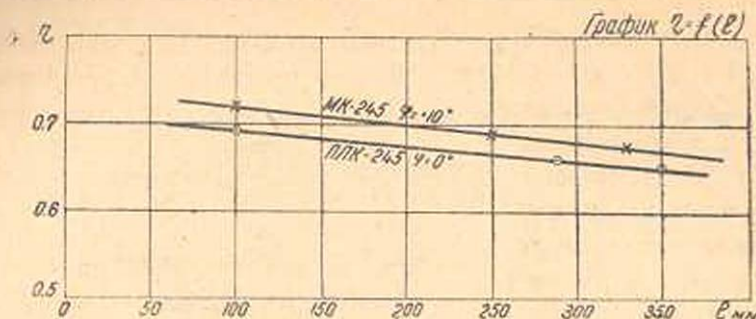


Рис. 4. Кривая зависимости между η и величиной заглабления.

η на 4% . Указанная зависимость, как видно из графика, прямолинейная.

Наибольший коэффициент полезного действия, равный $\eta=0,72$, получается при $l=100$ мм, т. е. при расположении рабочего колеса непосредственно у направляющего аппарата. При $l=250$ мм $\eta=0,69$ и при $l=330$ мм $\eta=0,68$.

Результаты испытания колеса ПЛ К—245

При проведенных испытаниях поворотно-лопастное колесо ПЛ К—245, диаметром 300 мм, изготовления Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ), работало как обычное пропеллерное колесо при угле установки лопастей $\varphi=0^\circ$. Так как колеса МК—245 и ПЛ К—245 изготовлены по одним и тем же чертежам, то и проведенные опыты с колесом ПЛ К—245 при $\varphi=0^\circ$ можно рассматривать как продолжение экспериментов с колесом МК—245, но с углом установки лопастей $\varphi=0^\circ$.

Исследование колеса ПЛ К—245 было проведено также при трех различных величинах заглабления $l=100$; 290 и 350 мм.

Результаты исследований также изображены в виде характеристик, выражающих зависимость коэффициента полезного действия от приведенного к 1 метру напора числа оборотов турбины n'_1 (рис. 5). Из графиков следует, что максимальный коэффициент полезного действия в этом случае имеет значение $\eta=0,69$, при том же открытии $a_0=54$ мм и числе оборотов $n'_1=370$ об/мин. Далее, с увеличением заглабления η падает. Так, при $l=290$ мм $\eta=0,66$, а при $l=350$ мм $\eta=0,65$. Общее падение η составляет 4% . Закономерность изменения η получается также линейной (рис. 4).

Вышеизложенное подтверждается также тем, что с увеличением заглабления падает линейно и мощность, что видно из рис. 6. Максимальные мощности, соответствующие максимальным η для колеса МК—245 достигаются при

$l=100$ мм	$N\phi_1=1,26$ л.с.
$l=250$ мм	$N\phi_1'=1,18$ л.с.
и $l=330$ мм	$N\phi_1'=1,13$ л.с.

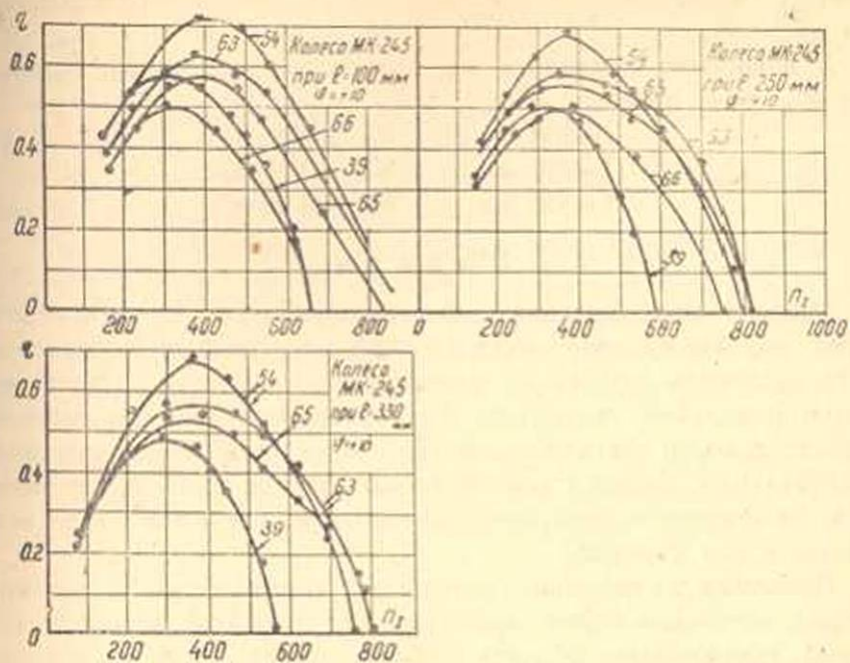


Рис. 5. Кривая зависимости между η и числом оборотов турбины при $\varphi = +10$.

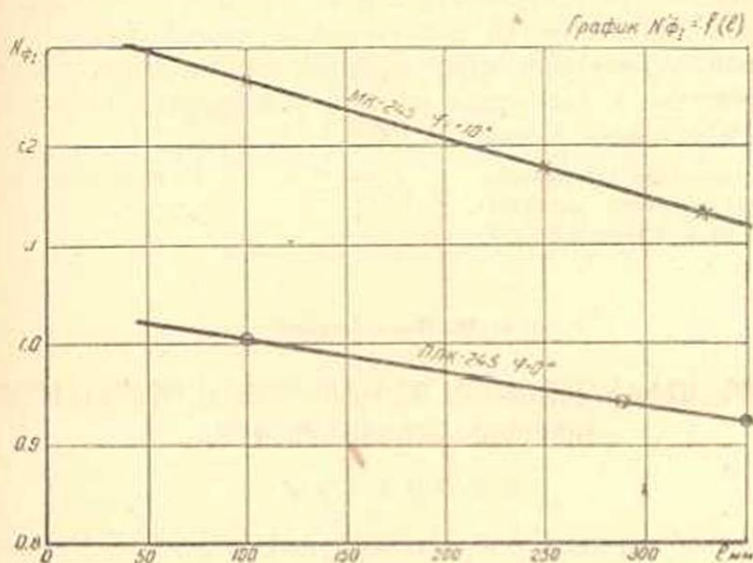


Рис. 6. Кривая зависимости между η мощностью и величиной заглубления колеса.

то-есть с увеличением заглубления колеса мощность предельно падает на 10,3%.

У поворотно-лопастного же колеса падение мощности составляет 8%, т. е. при:

$l=100$ мм	$N_{\phi}=1,0$ л. с.
$l=290$ мм	$N_{\phi}=0,94$ л. с.
$l=350$ мм	$N_{\phi}=0,92$ л. с.

В ы в о д ы

Рассмотренное явление уменьшения $\eta_{\text{кпд}}$ с углублением рабочего колеса, подтвержденное двумя сериями испытаний, объясняется тем, что с удалением колеса от направляющего аппарата имеет место перераспределение скоростей, что сказывается на циркуляции, а следовательно, и на $\eta_{\text{кпд}}$ турбины. Далее, с углублением колеса увеличиваются также гидравлические потери (на перемешивание струи, на некоторое расширение потока и на утечку в зазоре между колесом и его камерой).

Принимая во внимание результаты проведенного исследования, в целях получения более высокого $\eta_{\text{кпд}}$ турбины микротес, необходимо максимально поднять рабочее колесо, путём укорочения направляющего конуса и вала.

Это мероприятие, наряду с другими, отмеченными в предыдущей нашей статье в настоящем номере, т. е. с улучшением циркуляции, изменением очертания спирали кожуха турбины и улучшением условий обтекания регулирующего конуса турбины, возможно, позволит создать автоматически регулируемый микроагрегат с прямым регулятором, удовлетворяющий требованиям, изложенным в статье Б. Л. Бунятяна в настоящем номере, освещающей работу микроагрегатов в условиях Армянской ССР.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академии наук Армянской ССР

Поступило 23 XI 1950

Հ. Ա. Ասլամազյան

ԱՇԽԱՏՈՂ ԱՆԻՎԻ ՇԵՌԱՑՄԱՆ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՊՐՈՊԵԼԼԵՐԱՅԻՆ ՏՈՒՐԲԻՆԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՎՐԱ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոդվածում շարադրված է Հիդրոէլեկտրական լաբորատորիայում հեղինակի կատարած K—245 տիպի պրոպելլերային և պտտվող-թիակային անիվների աշխատանքի հետազոտությունը, ուղղիչ ապարատից անիվի ունեցած տարբեր հեռավորությունների դեպքում:

Հետազոտությունները ցույց են տվել, որ այդ հեռավորությունը մեծացնելիս տուրբինի օգտակար զործողության զործակիցը փոք-

բանում է, ընդ որում այդ կապն ուղղաձիգ է և հեռավորությունը 330 մմ-ից մինչև 450 մմ մեծացնելիս օդառակար գործողության գործակիցը (օգգ) փոքրանում է 4⁰/₆-ով:

Այդ երևույթը, հեղինակը բացատրում է հիդրավիկական կորուստների մեծացմամբ և ջրի տրագությունների վերաբաշխմամբ, որոնք առաջանում են ուղղիչ ապարատի ազդեցության թուլացման հետևանքով, երբ մեծացնում ենք այդ հեռավորությունը:

Այնուհետև, հեղինակը հանդում է այն եզրակացության, որ երևանի Մեքենաշինական գործարանի թողարկած միկրոգէտի օգգ բարձրացնելու համար անհրաժեշտ է նրա աշխատող անիվը բարձրացնել և մոտեցնել կանոնավորող կոնին, համապատասխանորեն փոխելով նրա ձևը, և բարելավել հոսանքի կոնին շրջանցելու պայմանները, հիդրավիկական կորուստները շատ ավելի քչացնելու համար:

Այդ միջոցառումները կպահանջեն ստեղծել նոր ձևի տուրբինային կամերա և կանոնավորող կոն, որը հնարավոր կլինի ղեկավարել ուղղակի ալտոմետիկ կանոնավորիչով: