

ГИДРОМЕХАНИКА

М. А. Каспаров

Теоретические характеристики поворотно-лопастной гидротурбины

В настоящей статье приводится разработанный нами метод предварительного определения коэффициента полезного действия поворотно-лопастной или пропеллерной гидромашин. Определение $\eta_{\text{плд}}$ может быть произведено путем предварительного нахождения качества профилей лопасти гидромашин при известных скоростных характеристиках потока.

Во второй части статьи устанавливается зависимость между скоростными и расчетными параметрами серии турбин. Приведенный анализ позволил сделать вывод о возможности использования коэффициента быстроходности n_s в качестве исходной зависимости не только при выборе типа турбины, но и при расчете лопастей.

В работе установлена связь между скоростным коэффициентом λ и коэффициентом быстроходности n_s . Далее сделан вывод, что характерными величинами для серии турбин являются не величины Q' и n_s' , а их отношение, определяемое скоростным параметром λ .

1. Определение коэффициента полезного действия

Для решения поставленной задачи определим вначале, на основании теоремы Н. Е. Жуковского, силы, действующие на элемент лопасти турбины. Как известно, при обтекании профиля потоком со скоростью W_∞ на профиль действует сила, величина которой может быть найдена из уравнения:

$$dR = \rho \Gamma W_\infty dr \quad (1)$$

Направление этой силы будет перпендикулярно вектору полной относительной скорости $\vec{W}_\infty$ (рис. 1).

Помимо силы dR на элемент лопасти действует еще сила трения, направленная по относительной скорости W_∞ . Эта сила появляется от трения жидкости о поверхность элемента и от так называемых кармановских вихрей. Здесь мы будем выражать ее в долях подъемной силы в виде:

$$dX_\mu = -\mu dR = -\mu \rho \Gamma W_\infty dr, \quad (2)$$

где $\mu = \frac{C_x}{C_y}$ есть обратное качество профиля лопасти гидромашин.

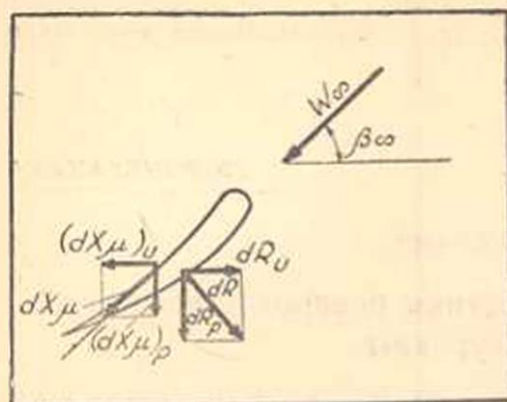


Рис. 1.

устанавливаем значение составляющих вектора относительной скорости.

Относительная скорость на бесконечности $\vec{W}_\infty$ определяется как:

$$W_\infty = \frac{\vec{W}_1 + \vec{W}_2}{2}, \quad (3)$$

где $\vec{W}_1$ и $\vec{W}_2$ — относительные скорости на бесконечности, соответственно, перед и за решеткой.

Из треугольников скоростей перед и за решеткой

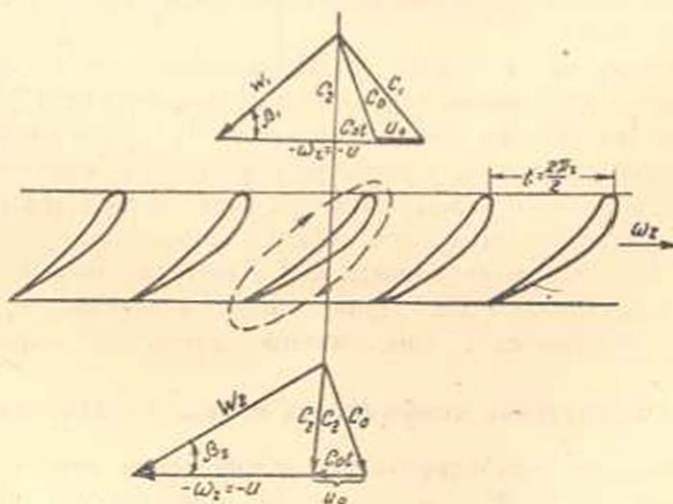


Рис. 2.

Перед решеткой:

$$W_{1t} = W_1 \cos \beta_1 = \omega r + u_0 - C_0;$$

$$W_{1z} = W_1 \sin \beta_1 = C_z$$

За решеткой:

$$W_{2t} = W_2 \cos \beta_2 = \omega r + u_0 - C_0;$$

$$W_{2z} = W_2 \sin \beta_2 = C_z$$

Здесь: C_z — осевая составляющая абсолютной скорости потока,

C_0 — окружная составляющая скорости невозмущенного потока,

$u_0 = \frac{z\Gamma}{4\pi r}$ — скорость, индуцированная профилями, расположенными в решетке,

$$\text{откуда } W_{\infty t} = \frac{W_{1t} + W_{2t}}{2} = \omega r - C_0$$

$$W_{\infty a} = \frac{W_{1a} + W_{2a}}{2} = C_z$$

Проектируя силы dR и dX_μ на направление оси решетки и на направление, перпендикулярное к оси, найдем осевое давление dP и окружную силу dU , действующие на элемент лопасти рабочего колеса.

$$dP = dR \cos \beta + dX_\mu \sin \beta \quad (4)$$

$$dU = dR \sin \beta - dX_\mu \cos \beta \quad (5)$$

Заменяя dR и dX_μ через их значения, получим:

$$dP = \rho \Gamma W_\infty \cos \beta dt + \mu \rho \Gamma W_\infty \sin \beta dr \quad (6)$$

$$dU = \rho \Gamma W_\infty \sin \beta dr - \mu \rho \Gamma W_\infty \cos \beta dr \quad (7)$$

Замечая, что:

$$W_\infty \cos \beta_\infty = W_{\infty t} = \omega r - C_{ot}$$

$$W_\infty \sin \beta_\infty = W_{\infty a} = C_z,$$

мы можем полученные формулы написать в следующем виде:

$$dP = \rho \Gamma [(\omega r - C_{ot}) + \mu C_z] dr \quad (8)$$

$$dU = \rho \Gamma [C_z - \mu(\omega r - C_{ot})] dr \quad (9)$$

В том случае, когда поток направлен перпендикулярно к оси решетки или, что то же, перпендикулярно к плоскости рабочего колеса, окружная составляющая скорости невозмущенного потока C_{ot} равна нулю. Тогда уравнения (8) и (9) будут иметь такой вид:

$$dP = \rho \Gamma z (\omega r + \mu C_z) dr \quad (10)$$

$$dU = \rho \Gamma z (C_z - \mu \omega r) dr \quad (11)$$

Мощность, развиваемая турбиной на основании уравнения (11), может быть определена как:

$$N = \rho z \omega \int_{r_0}^R \Gamma (C_z - \mu^* \omega r) r dr,$$

где μ^* — среднее значение обратного качества μ по размаху лопасти.

Полагая циркуляцию постоянной вдоль по размаху лопасти ($\Gamma = \text{const}$) и интегрируя, получим:

$$N = \rho z \omega \Gamma \left[C_z \frac{R^2 - r_0^2}{2} - \mu^* \omega \frac{(R^3 - r_0^3)}{3} \right] \quad (13)$$

Преобразуем полученное уравнение, выделив расход Q

$$N = \rho z \omega \Gamma \left[\frac{\pi (R^2 - r_0^2) C_z}{2\pi} - \frac{\mu^*}{3\pi} \frac{\omega}{C_z} \left(\frac{R^3 - r_0^3}{R^2 - r_0^2} \right) \pi (R^2 - r_0^2) C_z \right]$$

или, так как $Q = \pi (R^2 - r_0^2) C_z$,

то:

$$N = \rho z \omega \Gamma \left[\frac{Q}{2\pi} - \frac{\mu^*}{3\pi} \frac{\omega R}{C_z} \left(\frac{1 - \frac{r_0^3}{R^3}}{1 - \frac{r_0^2}{R^2}} \right) Q \right] \quad (14)$$

Введем безразмерный коэффициент λ , определяемый соотношением:

$$\lambda = \frac{C_z}{\omega R} \quad (15)$$

Этот коэффициент, с одной стороны, определяет скоростные характеристики потока, обтекающего профиль лопасти гидромашин, а, с другой стороны, он пропорционален числу Струхала.

Критерий Струхала, как известно [1], определяется соотношением:

$$\lambda = \frac{uT}{L} = \text{const},$$

где u — скорость жидкости, T — характерный промежуток времени, а L — характерная длина.

Этот критерий имеет особое значение для периодических движений в жидкости, движущейся с определенной скоростью. Поэтому он может быть распространен и на движение жидкости, проходящей через вращающееся рабочее колесо гидромашин. В этом случае за характерный промежуток времени следует принять период явления, например время, необходимое для одного оборота колеса. Однако, обычно, в подобных случаях вместо периода T вводят обратную ему величину n — число оборотов в секунду.

Мы ввели вместо n пропорциональную оборотам величину ω — угловую скорость. Величину скорости жидкости u мы заменили осевой составляющей скорости C_z . В качестве характерной длины нами принята величина радиуса рабочего колеса R ; тогда условие Струхала принимает вид, определяемый уравнением (15).

Отношение радиуса втулки r_0 к радиусу колеса R обозначим через ζ .

$$\zeta = \frac{r_0}{R}.$$

Пользуясь принятыми обозначениями, перепишем уравнение (14) в следующем виде:

$$N = \rho \frac{z \omega \Gamma Q}{2\pi} \left[1 - \frac{2}{3} \mu^* \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1 - \zeta^3}{1 - \zeta^2} \right) \right] \quad (16)$$

Уравнение мощности (16) включает две неизвестные величины ω и Γ и параметр λ . Числом лопастей z и отношением $\zeta = \frac{r_0}{R}$ можно задаться.

Интегрируя уравнение (10), получим:

$$P = \rho z \int_{r_0}^R \Gamma (\omega r + \mu^* C_z) dr$$

или, на основании принятого допущения о постоянстве циркуляции, после интегрирования получим:

$$P = \rho z \Gamma \left[\omega \left(\frac{R^2 - r_0^2}{2} \right) + \mu^* C_z (R - r_0) \right] \quad (17)$$

Напор H может быть написан так:

$$H = \frac{P}{\rho g \pi (R^2 - r_0^2)} = \frac{z \Gamma}{g \pi (R^2 - r_0^2)} \left[\omega \frac{R^2 - r_0^2}{2} + \mu^* C_z (R - r_0) \right]$$

или

$$H = \frac{z \Gamma \omega}{g \pi} \left[\frac{1}{2} + \frac{\mu^* C_z}{\omega R} \left(\frac{1}{1 + \frac{r_0}{R}} \right) \right]$$

Подставляя принятые обозначения, окончательно получим:

$$H = \frac{z \Gamma \omega}{g \pi} \left[\frac{1}{2} + \mu^* \lambda \frac{1}{(1 + \zeta)} \right] \quad (18)$$

В уравнение (18) входят те же две неизвестные величины ω и Γ и параметр λ .

Коэффициент полезного действия определяется из следующего соотношения:

$$\eta = \frac{N}{P C_z} = \frac{N}{N_p}, \quad (19)$$

где полезная мощность N , снимаемая с турбины, может быть определена по уравнению (13'):

$$N = \rho z \omega i \left[C_z R^2 \frac{1 - \zeta}{2} - \mu^* \omega R^3 \left(\frac{1 - \zeta^3}{3} \right) \right], \quad (13')$$

а мощность водотока определяется при помощи уравнения (17).

$$N_p = P C_z = \rho z \Gamma C_z \left[\omega R^2 \left(\frac{1 - \zeta^2}{2} \right) + \mu^* C_z R (1 - \zeta) \right]$$

Подставляя значение соответствующих величин и производя преобразования, получим:

$$\eta = \frac{1 - \frac{2}{3} \mu^* \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1 - \zeta^3}{1 - \zeta^2} \right)}{1 + 2 \mu^* \lambda \frac{1}{1 + \zeta}} \quad (20)$$

Таким образом, η — есть функция коэффициента λ или, что

то же, как это будет показано ниже, — коэффициента быстроходности ps , а следовательно, угловой скорости ω и радиуса R .

Из уравнения (20) следует, что η имеет максимальное значение при $\mu^* = 0$ и будет равен нулю в том случае, когда числитель уравнения будет равен нулю, т. е. когда:

$$1 - \frac{2}{3} \mu^* \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1 - \zeta^3}{1 - \zeta^2} \right) = 0,$$

откуда получаем значение λ , при котором $\eta = 0$

$$\lambda = \frac{2}{3} \mu^* \left(\frac{1 - \zeta^3}{1 - \zeta^2} \right)$$

Примерный график зависимости $\eta = \eta(\lambda, \mu^*)$ при $\zeta = 0,45$ и с параметром μ^* приведен на рис. 3.

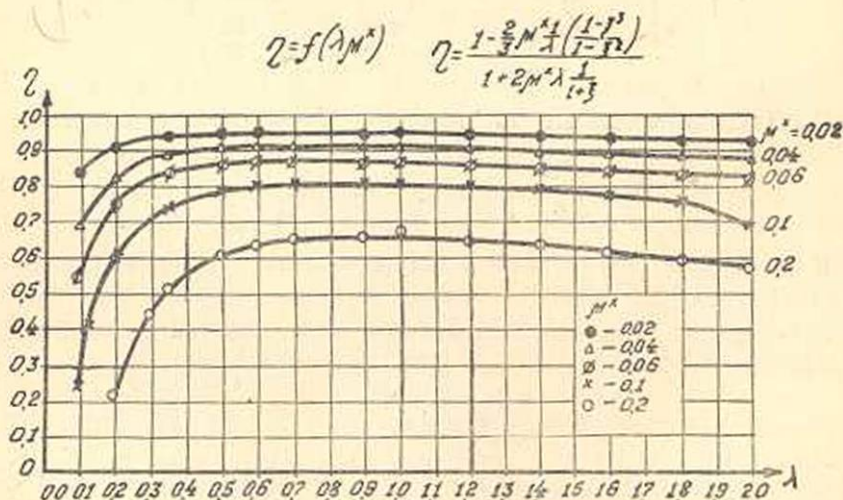


Рис. 3.

В заключение заметим, что разработанный нами метод определения η гидротурбин по предварительным исследованиям профилей лопасти справедлив для любой гидромашин с поворотным или пропеллерным рабочим колесом.

2. Зависимость между скоростными и расчетными параметрами серии турбин

а) Зависимость между λ и ps

Выбор типа турбины, отвечающего условиям предстоящей ее работы, обычно связывается с предварительным установлением численного значения коэффициента быстроходности. Переходя к проектированию и расчету рабочего колеса, следует этой величиной пользоваться, как исходной.

В области расчета радиально-осевых турбин практика пользования коэффициентом быстроходности подтвердила, что эта характеристика пригодна не только как средство для выбора типа турбины, но и как основа всего расчета главных размеров турбин. Несмотря на то, что в указанной области подобный подход к расчету оправдался при расчете пропеллерных и поворотно-лопастных турбин, коэффициентом быстроходности для этой цели не пользуются. Он служит лишь для выбора типа. Мы предлагаем при расчете турбин указанного типа пользоваться этим коэффициентом. Для этого установим зависимость между коэффициентом быстроходности n_s и характерными для турбины параметрами. Таких параметров желательно иметь возможно меньше.

Установим связь между основным характеристическим коэффициентом, отражающим свойства серии турбин, каким считается коэффициент быстроходности n_s , и введенным нами безразмерным коэффициентом λ .

Значение коэффициента быстроходности, как известно, определяется уравнением:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt{H}} \quad (21)$$

Совместное решение уравнений (16) и (18) приводит к установлению зависимости N от Q и H :

$$N = \gamma Q H \left[\frac{1 - \frac{2}{3} \mu^* \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1 - \zeta^2}{1 - \zeta^2} \right)}{1 + 2\mu^* \lambda \left(\frac{1}{1 + \zeta} \right)} \right] \quad (22)$$

Выражение, стоящее в скобках, есть не что иное, как гидравлический η турбины, определяемый по уравнению (20). Окончательно уравнение мощности принимает обычный вид:

$$N = \gamma Q H \eta \quad (23)$$

Последнее, между прочим, подтверждает справедливость рассуждений и выводов основных формул, приведенных в настоящей работе.

Как было указано выше, безразмерный коэффициент связан с C_z , ω и R зависимостью, определяемой уравнением (15).

Пользуясь уравнением расхода и уравнением мощности, определяем значение скорости C_z как:

$$C_z = \frac{Q}{\pi R^2 (1 - \zeta^2)} = \frac{N}{\gamma H \pi R^2 (1 - \zeta^2) \eta}$$

Заменяя в уравнении (15) значение скорости C_z последним выражением, будем иметь:

$$\lambda = \frac{N}{\omega \gamma H \pi R^2 (1 - \zeta^2) \eta},$$

откуда, после соответствующего преобразования, получим:

$$\frac{1}{\lambda} = k n_s \frac{H^{3/2} R^3}{N^{3/2}} \eta, \quad (24)$$

где:

$$k = \frac{2\sqrt{\pi^2(1-\zeta^2)}}{60}$$

Так как в выражении $k n_s \eta$ также входит величина λ , то при более точных условиях расчета, следует уравнение (24) раскрыть полностью. Подставляя значение η , будем иметь:

$$\frac{1}{\lambda} = k n_s \frac{H^{3/2} R^3}{N^{3/2}} \left[\frac{1 - \frac{2}{3} \mu^* \lambda \left(\frac{1-\zeta^2}{1-\zeta^2} \right)}{1 + 2\mu^* \lambda \left(\frac{1}{1+\zeta} \right)} \right],$$

откуда после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{k n_s H^{3/2} R^3 - 2\mu^* N^{3/2} \frac{1}{1+\zeta}}{N^{3/2} + \frac{2}{3} \mu^* \left(\frac{1-\zeta^2}{1-\zeta^2} \right) k n_s H^{3/2} R^3} \quad (25)$$

В том случае, когда потерями можно пренебречь, т. е. считать $\mu^* = 0$, уравнение связи будет иметь вид:

$$\frac{1}{\lambda} = k n_s \frac{H^{3/2} R^3}{N^{3/2}} \quad (26)$$

Из полученной зависимости λ от n_s следует, что:

1. задание N и H не определяет динамического подобия модели и натуре;

2. согласно проведенному расчету характеристиками турбины, при заданном числе оборотов n , являются N , H и λ ; последний параметр определяется по графикам способом, указанным выше; по величинам N , H и λ определяется R , а при заданном Q — и C_z ;

3. параметр λ является функцией N , n , H и R ; эти величины определяют динамический характер потока;

4. при прочих равных условиях коэффициент n_s может являться критерием при сравнении турбин различных типов, так как

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_{I_1}} = \frac{n_s I_1}{n_{s_1}}$$

б) Соотношение между λ и характерными параметрами серии турбин n'_1 и Q'_1 .

Как известно, при расчете гидравлических турбин основными расчетными параметрами являются приведенный расход Q'_1 и приведенные обороты n'_1 . Эти параметры определяются зависимостями:

$$Q'_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (27)$$

$$n'_1 = n \frac{D}{\sqrt{H}} \quad (28)$$

Установим зависимость между введенным нами расчетным параметром λ и величинами Q'_1 и n'_1 . Получив такую зависимость, мы тем самым свяжем предлагаемый метод расчета по вихревой теории с обычно используемым методом расчета гидротурбин.

Переходя к расходу, перепишем уравнение (15) в следующем виде:

$$\lambda = \frac{Q}{\pi \omega R^3 (1 - \zeta^2)}, \quad (15')$$

откуда расход определится как:

$$Q = \frac{\pi^2 n}{30} R^3 (1 - \zeta^2) \lambda \quad (29)$$

С другой стороны, исключая из уравнений (27) и (28) напор, получим выражение для расхода в виде:

$$Q = \frac{Q'_1}{n'_1} D^3 n \quad (30)$$

Приравнивая правые части уравнений (29) и (30), будем иметь:

$$\frac{Q'_1}{n'_1} D^3 n = \frac{\pi^2 n}{30} R^3 (1 - \zeta^2) \lambda,$$

откуда:

$$\lambda = K \frac{Q'_1}{n'_1}, \quad (31)$$

где

$$K = \frac{240}{\pi^2 (1 - \zeta^2)}.$$

Приведенное соотношение (31) позволяет сделать вывод, что характерными величинами для серии турбин являются не величины Q'_1 и n'_1 , а их отношение.

Водно-энергетический Институт
Академии Наук Арийской ССР.

Մ. Ա. Կառապետյան

ՊՏՏՎՈՂ-ՔԻԱԿԱՅԻՆ ՀԻԴՐՈՏՈՒՐԲԻՆՆԵՐԻ ՏԵՍԱԿԱՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգովածում բերված է հեղինակի մշակած մեթոդը՝ պտտվող-թիակային կամ պրոպելլերային հիդրոմեքենաների օգտակար դորժոգության գործակիցը նախապես որոշելու համար:

Օգտակար գործողություն զործակցի որոշելը կատարվում է նախապես դանելով հիդրոմեքենայի թիակների պրոֆիլի որակը՝ հոսանքի արագությունների պատկերի հայտնի լինելու դեպքում:

Պրակտիկով ցանցի (աշխատող անիվի թիակների) առանցքի և նրան ուղղահայաց ուղղությունների վրա թիակի հատվածի վրա գործող ուժերը, ստացվել են (10) և (11) բանաձևերը, որոնցով կարելի է դանել առանցքային տուրբինների աշխատող անիվի ընտրած հատվածի վրա ընկած առանցքային ճնշումը՝ dP և շրջադժային ուժը՝ dU :

Ստացված բանաձևերի հիման վրա տուրբինի հղորություն համար առաջարկված է մի արտահայտություն, որի մեջ մտնում է հիդրոմեքենայի աշխատող անիվի թիակների շրջանցող հոսանքի արագությունները բնորոշող բացարձակ գործակից՝

$$\lambda = \frac{C_z}{\omega R},$$

ընդ որում այդ գործակիցը համեմատական է Ստրուխալի թվին և ունի որոշակի նշանակություն հիդրոմեքենաների պատվող աշխատող անիվների միջով անցնող հեղուկների պարբերական շարժման համար:

Այնուհետև օգտակար գործողություն զործակցի համար հեղինակը տալիս է մի բանաձև, որն արտահայտում է այդ գործակցի կապը՝ արագությունների և աշխատող անիվի էլեմենտների կոնստրուկցիայի հետ՝

$$\eta = \frac{1 + \frac{2}{3} \mu^* \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1 - \zeta^3}{1 - \zeta^2} \right)}{1 - 2\mu^* \lambda \frac{1}{1 + \zeta}}$$

Բացի այդ, հեղինակը λ գործակցի և արագընթացության գործակցի միջև կապ է սահմանում և ցույց է տալիս, որ

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{n_2 l_1}{n_1 l_2}$$

հարաբերությունը հաստատում է այն դրույթը, որ արագընթացության գործակից Π_s -ը կարող է համարվել հայտանիշ՝ տարբեր տիպի տուրբինները համեմատելու:

Ապացուցվում է, որ Π_s գործակիցը կարող է նաև հիմք ծառայել տուրբինի թիակները հաշվելու:

Աշխատանքում նաև՝ արված է եզրակացություն, որ տուրբինների սերիաները բնորոշող մեծությունները համարվում են ոչ թե բերված միավոր նկատմամբ Q'_1 և պտույտների թիվը n'_1 , ինչպես այդ ընդունված է մինչ այժմ, այլ նրանց հարաբերությունը, որը որոշվում է λ գործակցով: λ , Q'_1 և n'_1 միջև հաստատված կապը հնարավորություն է տալիս օգտագործել հեղինակի առաջադրած հաշվային մեթոդը՝ ջրապտույտային շարժման թեորիայի սովորական մեթոդով հիդրոմեքենաների հաշվման մեթոդին հավասարապես: