ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Ֆիզ.-մաթ., բն. և տեխն. գիտութ. IV, № 1, 1951 Физ.-мат., естеств. и техн. науки

ГИДРОТУРБИНЫ

М. А. Каспаров

Теоретическое определение угла установки профиля в решетке в применении к гидротурбинам

При теоретическом определении угла установки профиля в решетке считаются известными профиль и те характерные параметры, которые определяют его обтекание.

К таким параметрам следует отнести форму профиля, радиус решетки r, угловую скорость ω и основной критерий подобия, так называемую поступь потока $\lambda = \frac{C_z}{\omega r}$, где C_z — осевая составляющая скорости потока. Последний критерий легко определяется при известных r и ω и расходе Q.

Основным уравнением для расчета размеров и формы лопастей турбины является уравнение связи:

$$\Gamma = \frac{1}{2} C_y b W_\infty, \qquad (1)$$

где: C_y — коэфициент подъёмной силы профиля в решетке,
b — длина хорды профиля,
W_∞ — скорость на бесконечности, которая, как известно, может быть определена как:

$\bar{W}_\infty = \frac{\bar{W}_1 + \bar{W}_2}{2}$, где $\bar{W}_1$ и $\bar{W}_2$ — относительные скорости соответственно перед и за рабочим колесом гидротурбины.

Предполагая линейную зависимость коэфициента подъёмной силы C_y от угла атаки α, т. е. $C_y = f\alpha$, получим:

$$C_y = \left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p \alpha + \alpha_0, \qquad (2)$$

где

α — угол атаки, равный $\alpha = \beta_\infty - \beta_e$ (рис. 1),

α_0 — угол атаки нулевой подъемной силы,

$\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p$ — тангенс угла наклона касательной к кривой $C_y = f(\alpha)$ для профиля, помещенного в решетку.

Как известно $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p = m \left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}$, где: m — коэфициент про-

порциональности, а $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}$ — также тангенс угла наклона касательной и кривой $C_y = f(\alpha)$ для изолированного профиля.

В уравнении (1) величина скорости W_∞ считается известной, коэфициент C_y выбирается по профилю лопасти в данном сечении и углу атаки в зависимости от отношения $\frac{t}{b}$, где t шаг решетки.

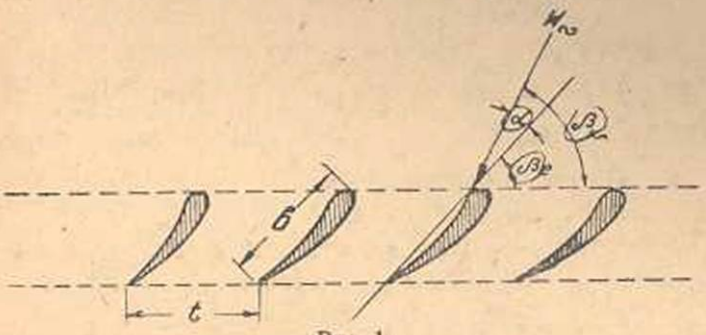

Рис. 1.

Длина хорды профиля b определяется из расчета или задается.

Угол между скоростью W_∞ и плоскостью колеса (осью решетки при осевом потоке) определится как: $\beta_\infty = \text{arctg}\frac{C_z}{\omega r}$. Величины α_0 и $\frac{dC_y}{d\alpha}$ должны быть известны из данных расчета решетки. Таким образом, из уравнения (2) можно определить угол α. Искомый угол установки профиля между хордой профиля и осью решетки определится из формулы:

$$\beta_e = \beta_\infty - \alpha. \qquad (3)$$

Далее, задаваясь числом лопастей z и относительным шагом t при данном r, определяем шаг $t = \frac{2\pi r}{z}$, а по найденному t и принятому $\bar{t}$ определяем хорду профиля b как: $b = \frac{t}{\bar{t}}$. При известной скорости на бесконечности W_∞ из уравнения (1) находим необходимую величину подъемной силы C_y

$$C_y = \frac{2\Gamma}{bW_\infty}. \qquad (4)$$

Тогда уравнение (2) может быть написано так:

$$\frac{dC_y}{d\alpha}(\alpha + \alpha_0) = \frac{2\Gamma}{dW_\infty}$$

и, следовательно,

$$\alpha = \frac{2\Gamma}{bW_\infty}\cdot\frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} - \alpha_0.$$

Подставляя значение α в уравнение (3), получим:

$$\beta_e = \beta_\infty - \frac{2\Gamma}{bW_\infty} \frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} + \alpha_0 \qquad (5)$$

или, производя соответствующую замену, будем иметь:

$$\beta_e = \beta_\infty - \frac{\Gamma \bar{t} z}{\pi r W_\infty} \frac{1}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)} + \alpha_0. \qquad (6)$$

Необходимую величину циркуляции Γ определяем через мощность N, расход Q, а также ω и z.

В качестве примера расчетного определения угла установки профиля в решетке рассмотрим расчет колеса, профили лопастей которого обладают обратным качеством $\mu^*=0{,}0115$ (в данном случае под обратным качеством понимается обычное отношение $\frac{C_x}{C_y}$).

Примем за исходные данные следующие: турбина развивает мощность N=16700 квт, работая при расходе Q=126 $м^3$/сек. Для удобства и простоты практического расчета введем отвлеченные величины.* Обозначим через:

$\bar{N} = \frac{N}{4\pi\rho\omega^3 R^5}$ — отвлеченную мощность,

$\bar{\Gamma} = \frac{z\Gamma}{4\pi\omega R^2}$ — отвлеченную циркуляцию,

$\bar{Q} = \frac{Q}{4\pi\omega R^2}$ — отвлеченный расход,

$\bar{H} = \frac{H}{R}$ — отвлеченный напор,

$\bar{r} = \frac{r}{R}$ — отвлеченный радиус,

$\bar{b} = \frac{zb}{4\pi R}$ — отвлеченную ширину лопасти,

$\bar{\xi} = \frac{r_0}{R}$ — отвлеченный радиус нерабочей части лопасти.

Далее зададимся произвольно, в определенных пределах, основными параметрами рабочего колеса. Примем число оборотов колеса n=124 об/мин, диаметр рабочего колеса D=2R=5 $м$, число лопастей z=4, и значение отвлеченного радиуса нерабочей части лопасти

* В области расчета винтов подобные обозначения впервые введены проф. В. П. Ветчинкиным в 1913 г. В турбинных расчетах они вводятся впервые автором.

$\xi = \frac{r_0}{R} \geq 0{,}4$. При этих условиях получим значения отвлеченной мощности

$$\bar{N} = \frac{N}{4\pi\rho\omega^3 R^5} = \frac{16700.102}{4\Pi.101{,}8.13^3 2{,}5^5} = 0{,}0062.$$

Значение отвлеченного расхода будет:

$$Q = \frac{Q}{\omega R^3} = \frac{126}{13.2{,}5^3} = 0{,}62,$$

а значение необходимой циркуляции на лопастях определится из следующего выражения:

$$\bar{\Gamma} = \frac{\bar{N}}{\bar{Q}\frac{1}{2\pi}\left[1 - \frac{2}{3}\frac{\mu^*}{\lambda}\left(1 - \frac{\xi^3}{\xi^3}\right)\right]}.$$

Подставив численные значения, будем иметь:

$$\bar{\Gamma} = \frac{0{,}0062}{0{,}62\frac{1}{2\pi}\left[1 = \frac{2}{3}\frac{0{,}0115}{0{,}234}\left(\frac{1-0{,}4^3}{1-0{,}4^2}\right)\right]}.$$

Произведя вычисления, получим:

$$\bar{\Gamma} = 0{,}065.$$

Необходимые величины коэфициентов подъемной силы профилей на различных сечениях лопасти найдем из уравнения (1), записанного в отвлеченной форме:

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{2} C_y \bar{b} \bar{W}_\infty. \qquad (1')$$

Здесь: $\bar{b} = \frac{z.b}{4\pi R}$, а $\bar{W}_\infty = \frac{W_\infty}{\omega R} = \frac{\sqrt{C^2_z + \omega^2 r^2}}{\omega R} = \sqrt{\lambda^2 + \bar{r}^2}$.

Расчет необходимых коэфициентов подъемной силы сведен в таблицу 1. Значения отвлеченной ширины лопасти $\bar{b}$ и отвлеченного радиуса $\bar{r}$ взяты нами произвольно, сообразуясь с данными практики.

Таблица 1

Характеристики	Профили					
	I	II	III	IV	V	VI
$\bar{r}$	0,98	0,87	0,76	0,65	0,542	0,435
$\bar{b}$	0,48	0,43	0,378	0,331	0,288	0,238
λ	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
$\bar{W}_\infty = \sqrt{\lambda^2 + \bar{r}^2}$	1,02	0,90	0,795	0,69	0,60	0,495
$C_y = \frac{2\Gamma}{\bar{b}\bar{W}_\infty}$	0,265	0,336	0,432	0,568	0,75	1,1

Полученные величины необходимых коэфициентов подъемной силы профилей C_y весьма значительны, в особенности для втулочных профилей, что должно привести к напряженной работе этой части лопасти.

На основании проведенных расчетов определяем угол установки профиля в решётке из уравнения (2).

Вследствие того, что до настоящего времени неизвестен коэфициент зависимости $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p$ от $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}$ для различных профилей, кроме пластин, то для примера расчета ограничимся случаем лопасти, состоящей из пластин. Для тонких и мало изогнутых профилей, применяемых в лопастях турбомашин, приближенно можно пользоваться коэфициентом, найденным для пластин.

Значение коэфициента m принимаем равным m=L, где L—коэфициент, определяемый по графикам Шильханзля.

Тогда $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p = L\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}$. Заметим, что $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}$ теоретически равно 2π. При практических расчетах правильнее брать его равным 0,85 2π, т. е. считать $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из} = 0{,}85\ 2\Pi$.

Заменив $\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^p$ и α в уравнении (2) их значениями и считая для пластины $\alpha_0=0$, получим:

$$C_y = \left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из} L\,(\beta_\infty - \beta_e).$$

В этом уравнении L также является функцией угла β_e и отношения $\frac{t}{b}$. Не имея возможности определить из этого уравнения непосредственно значение угла установки профиля в решетке, будем решать эту задачу методом последовательных приближений.

Считая поток осевым с постоянной скоростью по размаху, т. е. $C_z = \text{const}$, из треугольников скоростей потока на различных сечениях получим:

$$\operatorname{tg}\beta_\infty = \frac{C_z}{\omega r}.$$

Заменяя C_z через расход Q и производя преобразования, можем написать:

$$\operatorname{tg}\beta_\infty = \frac{\bar{Q}}{\bar{r}(1-\bar{\xi}^2)\pi},$$

откуда

$$\beta_\infty = \operatorname{arctg}\frac{\bar{Q}}{\bar{r}(1-\bar{\xi}^2)\pi}.$$

Таблица 2

	Характерист.	Профили I	II	III	IV	V	VI	Примечание
Расчетные величины и снятые с графика	C_y	0,265	0,336	0,432	0,568	0,75	1,1	$\beta_\infty = \operatorname{arctg} \frac{\overline{Q}}{\overline{r}(1-\overline{\xi}^2)\Pi}$
	$\frac{t}{b}$	1,01	1,00	1,00	0,985	0,94	0,91	
	β_∞	13°30′	15°10′	17°10′	19°50′	23°20′	28°20′	$\gamma^0 = \frac{C_y}{L\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из}}$
I-ое приближ.	L	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
"	γ^0	2°55′	3°35′	4°40′	6°00′	8°00′	11°40′	$\left(\frac{dC_y}{d\alpha}\right)^{из} = 0{,}85 \cdot 2 \cdot \Pi$
"	$\beta_e = \beta_\infty - \gamma$	10°35′	11°35′	12°30′	13°50′	15°20′	16°40′	
II приближ.	L	3,05	2,85	2,60	2,4	2,12	2,0	
	γ^0	0°55′	1°15′	1°45′	2°30′	3°45′	5°55′	
	$\beta_e = \beta_\infty - \gamma$	12°35′	13°35′	15°25′	17°20′	19°35′	22°25′	
III приближ.	L	2,65	2,4	2,12	1,9	1,7	1,55	
	γ^0	1°05′	1°30′	2°10′	3°10′	4°40′	7°40′	
	$\beta_e = \beta_\infty - \gamma$	12°25′	13°40′	15°00′	16°40′	18°40′	20°40′	
IV приближ.	L	2,70	2,43	2,15	2,00	1,8	1,60	
	γ^0	1°05′	1°30′	2°10′	3°00′	4°30′	7°20′	
	$\beta_e = \beta_\infty - \gamma$	12°25′	13°40′	15°	16°50′	18°50′	21°00′	

Как было указано выше, отношением $\frac{t}{b}$ задаемся.

Расчет четырех последовательных приближений сведен в таблицу 2.

Сравнение четвертого приближения с третьим указывает на весьма малое различие; поэтому считаем, что третье приближение вполне достаточно при этих подсчетах.

Таким образом наиболее точно определяются углы установки профилей в решетке.

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

Մ. Ա. Կասպարով

ՑԱՆՑՈՒՄ ՊՐՈՖԻԼԻ ՏԵՂԱԿԱՅՄԱՆ ԱՆԿՅԱՆ ՏԵՍԱԿԱՆՈՐԵՆ ՈՐՈՇԵԼԸ՝ ՀԻԴՐՈՏՈՒՐԲԻՆՆԵՐԻ ՆԿԱՏՄԱՄԲ ԿԻՐԱՌԵԼԻՍ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոդվածում տեսականորեն դիտվում է հիդրոմեքենաների թիակների ցանցում թիակի տեղակայման անկյան որոշման հարցը։

Տուրբինի թիակի չափը և ձևը որոշելիս օգտվում ենք այս հիմնական հավասարումից՝

$$\Gamma = \frac{1}{2} C_y b W_\infty .$$

որտեղի անկյունը β_e, որը կազմում է պրոֆիլի աղեղը ցանցի առանցքի հետ, որոշվում է $\beta_e = \beta_\infty - \alpha$ բանաձևով, որտեղ β_e-ն W_∞ արագության կազմած անկյունն է անիվի հարթության հետ, α—մտանեցման անկյունն է (угол атаки);

Հոսանքի արագության պարամետրերի հայտնի լինելու դեպքում անկյունը գտնում ենք հետևյալ հարաբերությունից՝

$$\beta_\infty = \operatorname{arctg} \frac{C_z}{\omega r} :$$

Մտանեցման անկյուն α-ն որոշվում է ցանցում տեղակայված թիակի բնութագրից. Այդպիսի հիմնական բնութագիր համարվում է

$$C_y = f\alpha \text{ կապը։}$$

Քանի որ մինչ այժմ նման կապը հայտնի է միայն հարթ թևերից կազմված ցանցի համար, ուստի գործնական հաշվարկումների դեպքում օգտվել ենք այդ կապով։

Ներկա աշխատանքում առաջին անգամ արվում է հասկացողություն վերացական մեծություններին մասին, այն է՝ բացարձակ հզորության N,

բացարձակ շրջանառության Γ, բացարձակ ելքի $\bar{Q}$, բացարձակ ճնշման $\bar{H}$ և այլն։

Բացարձակ մեծությունները հարմար են ինչպես հաշվելիս, այնպես էլ տուրբինի հիմնական պարամետրերը որոշելիս։

Աշխատանքում բերվում է մանրամասն գործնական օրինակ՝ ցանցում պրոֆիլի տեղակայման անկյունը որոշելու համար, որը կատարվում է հաջորդաբար մոտեցման մեթոդով։