

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Б. Е. САФАРОВ

УНИВЕРСАЛЬНАЯ СВЯЗЬ РАСХОДА С ОБОРОТНОСТЬЮ
И ОТКРЫТИЕМ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА
ПРОПЕЛЛЕРНЫХ ТУРБИН

У нас в стране, как известно, ведутся работы по объединению энергосистем. В связи с этим вопросы автоматического регулирования гидростанций приобретают первостепенное значение. На автоматическое регулирование оказывают влияние неустановившиеся процессы имеющие место во время переходных режимов работы ГЭС. Методика расчета этих режимов работы станций начинает базироваться на новой основе, а именно, на использовании счетно-решающей техники и электроники. Для того, чтобы дать задание счетно-решающим машинам непрерывного или дискретного действия, необходимо иметь в виде аналитических выражений уравнения работы отдельных звеньев силовой части ГЭС, к которым относятся уравнения: трубопровода или напора, расхода через турбину, движущего момента агрегата, автоматического регулятора скорости, напряжения, частоты, нагрузки и т. д.

В данной работе стояла задача нахождения одного из вышеуказанных уравнений—связи изменения расхода воды в турбине с оборотностью и открытием направляющего аппарата.

Определению этого уравнения были посвящены некоторые работы М. А. Мосткова, Н. А. Каргвелишвили, Г. И. Кривченко и других авторов [1, 2, 3].

Структура уравнений и аналитических зависимостей, полученные этими авторами, дают связь изменения расхода с изменением открытия, оборотов и напора для радиально-осевых турбин.

В данной работе, с целью получения вышеуказанной связи для пропеллерных турбин, за основу принимается характеристическое уравнение, выведенное В. Н. Пинегиным [4], которое имеет вид:

$$A\omega^2 - D\omega Q + CQ^2 = 2gH. \quad (1)$$

Это уравнение связывает расход Q , напор H и угловую скорость вращения ω при различных установившихся режимах работы реактивной турбины.

Здесь $A = r_1^2 - r_2^2$, где r_1 и r_2 соответственно входной и выходной радиусы натекания и схода воды с лопастей рабочего колеса,

$$D = 2 \left[\frac{r_1}{A_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1} + \frac{r_2}{A_2 \operatorname{tg} \alpha_2} \right], \quad (2)$$

$$C = \frac{1}{A_1^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)^2 + \frac{1}{A_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + \frac{1}{A_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{\varepsilon^2 A_2^2}, \quad (3)$$

где A_1 и A_2 — входная и выходная площади протекания воды на рабочем колесе,

$$\varepsilon = \frac{Q}{A_2 \cdot u_r}, \quad u_r = \sqrt{2gh_r},$$

h_r — потери напора, $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ — углы, взятые из треугольников скоростей.

Видно, что коэффициенты D и C весьма сложные функции углов между векторами скоростей в турбине и зависят от кинематики потока, которая определяется при прочих равных условиях открытием направляющего аппарата и углом установки лопастей рабочего колеса.

Определение этих коэффициентов в каждом конкретном случае вызывало бы большие трудности и условности, так как при различных режимах работы турбины, будут различными соотношения векторов в треугольниках скоростей на разных радиусах и, кроме того, возможны случаи ударного натекания и выхода струи с отрывом с лопастей рабочего колеса.

Исходя из этих соображений, задача нахождения коэффициентов A, C, D была решена путем обработки готовых имеющихся универсальных характеристик различных реактивных турбин.

Так как поставлена задача получить требуемую зависимость для пропеллерных турбин, а у них $r_1 = r_2$ и значит $A = 0$, то уравнение (1) примет вид:

$$CQ^2 - D\omega Q = 2gH. \quad (4)$$

Уравнение (4) в координатах ω, Q изображается кривой второго порядка.

Полагая $H = 1$ и для возможности пользования данными универсальных характеристик без их пересчета на другой напор, выразив

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ и обозначив } B = D \cdot \frac{\pi}{30}, \text{ получим:}$$

$$CQ^2 - BnQ = 2g. \quad (6)$$

Для определения коэффициентов C и B по уравнению (5), с универсальных характеристик турбин Пр-495, Пр-955, Пр-245, Пр-587, При-510, Пр-70 при нескольких углах установки лопастей рабочего колеса — φ , от $(-5^\circ \text{ до } +15^\circ)$, были отдельно вычерчены кривые $Q = f(n)$ при $a = \text{const}$. Всего было использовано 23 универсальных характеристик пропеллерных турбин с $n_s = 300 \div 700$. Как показала их обработка в рабочей зоне работы, вблизи максимума к.п.д. кривые $Q f(n)$ с $a = \text{const}$ с достаточной степенью точности можно заменить прямыми, сходящимися в продолжении в одной точке (рис. 1).

Каждой кривой расхода по оборотам с постоянным открытием соответствует свой коэффициент C и B . На каждой прямой, заменяющей кривую, были взяты значения Q и n в двух точках, причем, одна точка бралась при малых, а другая при больших оборотах, которые выше и ниже значения $n_{\text{опт}}$ на $40 \div 60\%$.

Величины Q и n подставлялись в уравнение (5) и, в результате решения двух уравнений с двумя неизвестными, определялись C и B .

На (рис. 2) представлена графическая связь коэффициентов C и B от относительного открытия направляющего аппарата. Каждой кривой (рис. 2) соответствует одна обработанная универсальная характеристика с определенной оптимальной быстроходностью — n_s и углом установки лопастей рабочего колеса — φ . Максимальное относительное открытие $p_{\text{макс}} = \frac{a_{\text{макс}}}{a_{\text{опт}}} \cdot \frac{1}{1.4} = 1$.

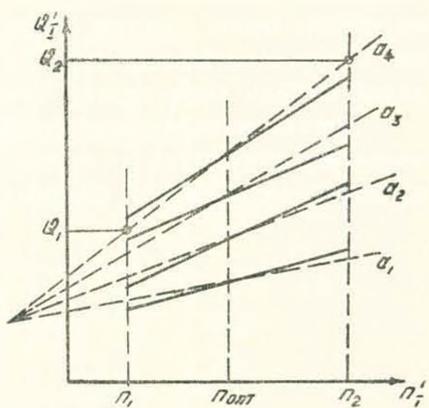


Рис. 1.

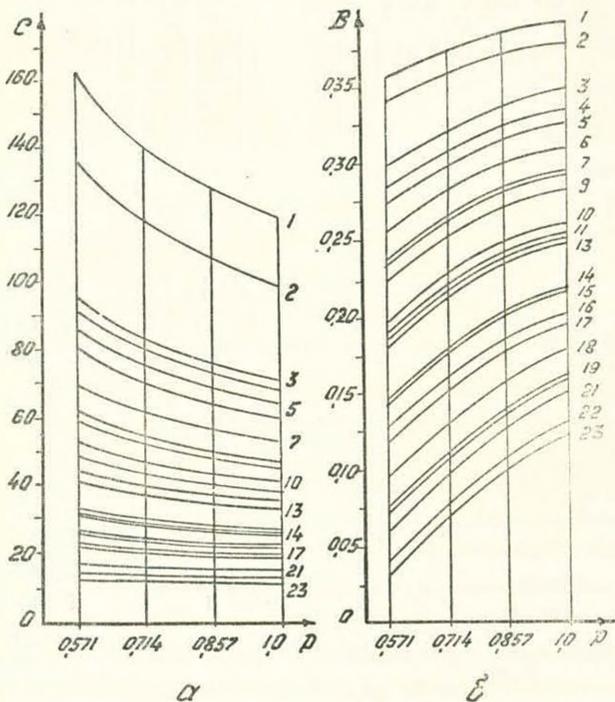


Рис. 2.

Такое обозначение принято для дальнейшего получения аналитического выражения кривых (рис. 2) по методике, приведенной в [5]. Относительное открытие, соответствующее $a_{\text{опт}}$, будет, следовательно,

$$\rho_{\text{опт}} = \frac{a_{\text{опт}}}{a_{\text{опт}}} \cdot \frac{1}{1,4} = 0,714.$$

По рис. 2 видно, что кривые располагаются в определенной закономерности: через каждую точку плоскости проходит лишь одна кривая и, следовательно, нужную кривую можно построить по одной какой-нибудь характерной точке, принадлежащей данной кривой.

Значения точек всех кривых (рис. 2), соответствующие оптимальному открытию, т. е. при $\rho = 0,714$, расположены (на рис. 3) по признаку оптимальной быстроходности — n_s , вычисленной для каждой

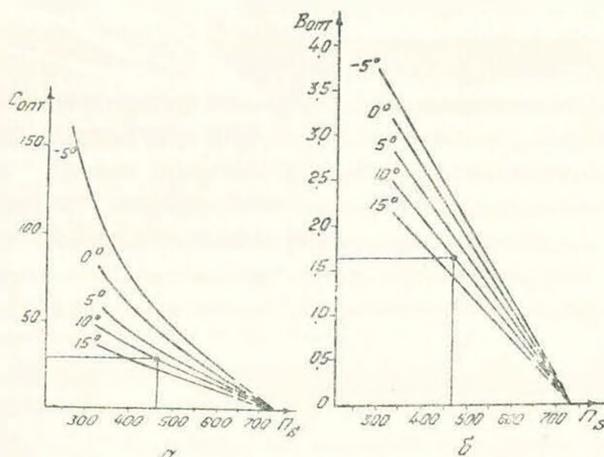


Рис. 3.

кривой по соответствующей универсальной характеристике и по углу установки лопастей рабочего колеса — φ . Точки, которым отвечают одинаковые углы, соединены. Кривые (рис. 3) показывают значения C и B при оптимальном открытии.

Графические зависимости (рис. 2, 3) являются универсальными, т. е. дают возможность по известным n_s и φ найти связь $C = C(p)$ и $B = B(p)$, а по ним, пользуясь уравнением (5), зависимость $Q = f(n, a)$ в форме:

$$n = \frac{C(p) \cdot Q^2 - 2g}{B(p) \cdot Q} \quad (6)$$

Если выразить кривые $C(p)$, $B(p)$ (рис. 2) аналитически, то уравнение (6) будет представлять непрерывную функциональную зависимость, нахождение которой является целью данной работы.

Для аналитического выражения кривых (рис. 2) использована методика, данная в [5], которая предполагает совпадение аппроксимируемой с аппроксимирующей кривой заданным количеством общих точек. Для данных кривых достаточно ограничиться четырьмя общими точками. По указанной методике кривые (рис. 2) перестроены на (рис. 4) путем приведения ординат точек всех кривых с абсциссой

$P=0,571$, то есть значений C_1 и B_1 в одну точку с ординатой, равной единице. Значения ординат остальных точек пересчитаны относительно C_1, B_1 . Таким образом, на (рис. 4) получены кривые K_C и K_B .

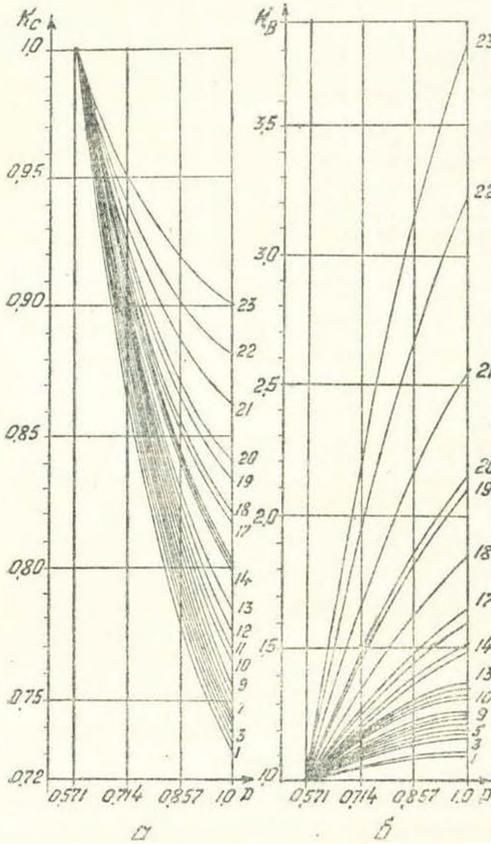


Рис. 4.

$$K_C = \frac{C}{C_1}, \quad K_B = \frac{B}{B_1}. \quad (7)$$

Всякую кривую (рис. 4) можно выразить аналитически кривой третьего порядка:

$$\begin{aligned} K_C &= K_{C0} + K_C(p) = K_{C0} + (1-p)(a_C + b_C \cdot p + d_C \cdot p^2), \\ K_B &= K_{B0} + K_B(p) = K_{B0} + (1-p)(a_B + b_B \cdot p + d_B \cdot p^2). \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь K_C и K_B текущие координаты по оси ординат,
 K_{C0}, K_{B0} — значения K_C и K_B при $p = 1$,
 a, b, d — постоянные коэффициенты для каждой кривой.

Для определения параметров по выражению (8) составлены три уравнения при трех открытиях направляющего аппарата:

$$p_1 = 0,571; \quad p_2 = 0,714; \quad p_3 = 0,857,$$

этим заставляя аппроксимирующую кривую проходить обязательно и через точку аппроксимируемой кривой с $p=0,714$, соответствующей оптимальному открытию:

$$\frac{K_C - K_{C0}}{1 - p_1} = 2,333 \cdot (K_{C1} - K_{C0}) = a_C + b_C \cdot 0,571 + d_C \cdot 0,326,$$

$$\frac{K_C - K_{C0}}{1 - p_2} = 3,5 \cdot (K_{C2} - K_{C0}) = a_C + b_C \cdot 0,714 + d_C \cdot 0,51, \quad (9)$$

$$\frac{K_C - K_{C0}}{1 - p_3} = 7,0 \cdot (K_{C3} - K_{C0}) = a_C + b_C \cdot 0,857 + d_C \cdot 0,735,$$

где K_{C1} , K_{C2} , K_{C3} модульные коэффициенты при p_1 , p_2 , p_3 соответственно, причем $K_{C1} = 1$ по построению.

Решение системы уравнений (9) относительно a_C , b_C , d_C дает $a_C = 34,998 + 69,992 \cdot K_{C_1} - 83,993 \cdot K_{C_2} - 20,995 \cdot K_{C_3}$,

$$b_C = -89,826 - 220,474 \cdot K_{C_1} + 244,978 \cdot K_{C_2} + 65,319 \cdot K_{C_3},$$

$$d_C = 57,161 + 171,481 \cdot K_{C_1} - 171,484 \cdot K_{C_2} - 57,156 \cdot K_{C_3}.$$

Для определения a_C , b_C , d_C , по уравнениям (9) на (рис. 4) были взяты значения K_{C_2} , K_{C_3} , K_{C_1} со всех кривых.

По выражению (8) видно, что при

$$p = 0,571, K_C = 1.$$

Таким образом, вычисленная кривая (рис. 4) с фактической будет иметь четыре общие точки при p_1 , p_2 , p_3 и $p_0 = 1$, но практически они совпадают всеми точками. Коэффициенты a_C , b_C , d_C определенные для всех 23-х кривых (рис. 4-а), занесены в таблицу (1а). Все вышеуказанные зависимости справедливы и для коэффициента B . Найденные аналогичным образом a_B , b_B , d_B занесены в таблицу (1б).

(Рис. 5) представляет зависимость C_1 , B_1 от K_{C_0} , K_{B_0} , которая получена по данным (рис. 4). Эта зависимость также занесена в таблицу (1).

Как уже указывалось, по n_s и φ определяются коэффициенты $C_{\text{опт}} = C_2$, $B_{\text{опт}} = B_2$ по (рис. 3). Для того, чтобы по n_s и φ можно было непосредственно определять C_1 , B_1 , которые нужны для окончательного уравнения, на (рис. 5) нанесены также и зависимости C_2 , B_2 от K_{C_0} , K_{B_0} , полученные также по (рис. 4). Таким образом, (рис. 5) представляет связь C_1 и K_{C_0} от $C_{\text{опт}}$. Аналогично и для B_1 и K_{B_0} от $B_{\text{опт}}$.

На (рис. 6) показан результат объединения данных (рис. 3) и (рис. 5), которое можно было осуществить ввиду общности их ординат.

По уравнениям (7, 8) имеем

$$C(p) = C_1 \cdot K_C = C_1 \cdot K_{C_0} + C_1 \cdot (1 - p)(a_C + b_C \cdot p + d_C \cdot p^2),$$

$$B(p) = B_1 \cdot K_B = B_1 \cdot K_{B_0} + B_1 \cdot (1 - p)(a_B + b_B \cdot p + d_B \cdot p^2). \quad (10)$$

После подстановки его в уравнение (6) получим:

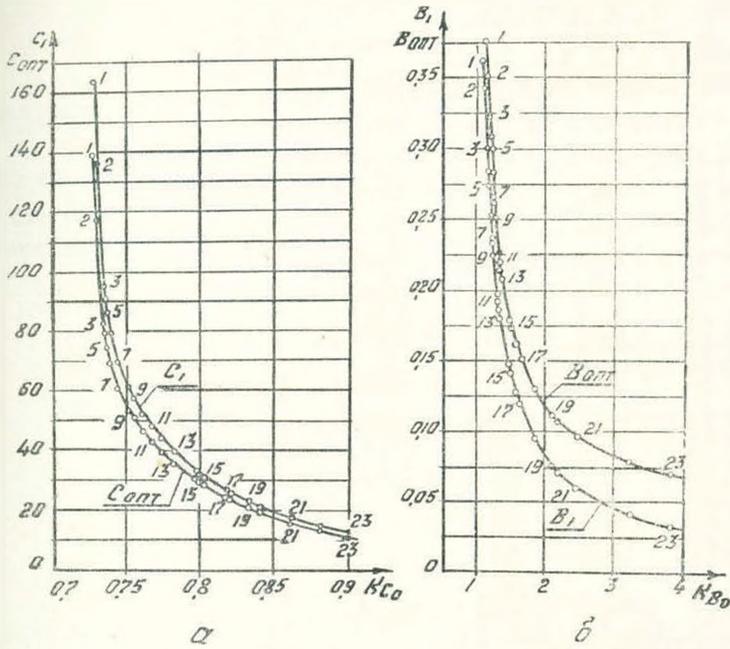


Рис. 5.

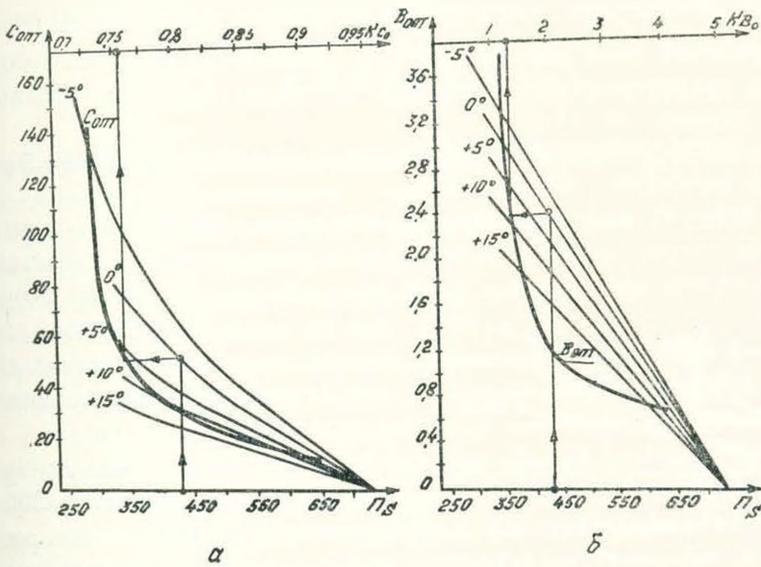


Рис. 6.

$$n = \frac{[C_1 \cdot K_{C_0} + C_1 \cdot (1-p)(a_C + b_C \cdot p + d_C \cdot p^2)] \cdot Q^2 - 2g}{[B_1 \cdot K_{B_0} + B_1 \cdot (1-p)(a_B + b_B \cdot p + d_B \cdot p^2)] \cdot Q} \quad (11)$$

Уравнение (11) выражает связь между n , Q и p и справедливо для всех установившихся режимов работы турбины.

Пример. Необходимо найти зависимость $n = f(Q, a)$ для пропеллерной турбины Пр—587 с открытием лопастей рабочего колеса $\varphi = 0^\circ$ и $n_s = 328$, характеристика которой не была использована при разработке данной универсальной зависимости.

1) По (рис. 6) для $n_s = 327$ и $\varphi = 0^\circ$ определяются

$$K_{C_0} = 0,735 \text{ и } K_{B_0} = 1,167.$$

2) Из таблицы (1) по известным K_{C_0} и K_{B_0} находятся

$$a_C = 1,492; \quad b_C = -1,954; \quad a_B = 0,745;$$

$$C_1 = 95,5; \quad a_B = -0,465; \quad b_B = -0,077;$$

$$d_B = 0,523 \quad B_1 = 0,3.$$

3) По формуле (11) имеем:

$$n = \frac{[95,5 \cdot 0,735 + 95,5 \cdot (1-p)(1,492 - 1,954 \cdot p + 0,745 \cdot p^2)] \cdot Q^2 - 19,62}{[0,3 \cdot 1,167 + 0,3(1-p)(-0,465 - 0,077 \cdot p + 0,523 \cdot p^2)] \cdot Q}$$

Если задаться $\frac{a}{a_{\text{out}}} = 0,85$, т. е. $p = \frac{0,85}{1,4} = 0,607$, то основное уравнение преобразуется в

$$n = 294 \cdot Q - \frac{627}{Q}.$$

В рабочей зоне работы турбины данное уравнение с большой степенью точности можно построить по двум крайним точкам как прямую линию.

Задаваясь $Q_1 = 0,65 \text{ м}^3/\text{сек}$, $Q_2 = 0,75 \text{ м}^3/\text{сек}$, получаем $n_1 = 94,5 \text{ об/мин}$, $n_2 = 136,6 \text{ об/мин}$.

На (рис. 7) построена зависимость $Q = f(n)$ при $a = \text{const}$, снятая с универсальной характеристики турбины Пр 587 и вычисленная по предлагаемой формуле. Как видно, для практических целей данный метод дает вполне приемлемые результаты.

Наиболее точные данные получаются для турбин с $n_s = 300 \div 600$. При $n_s = 650$ ошибка по расходу, при $n = \text{const}$, возможна порядка $5 \div 7\%$.

Таким образом уравнение (11) дает достаточно точные результаты и может быть использовано при системных расчетах на вычислительных машинах дискретного действия.

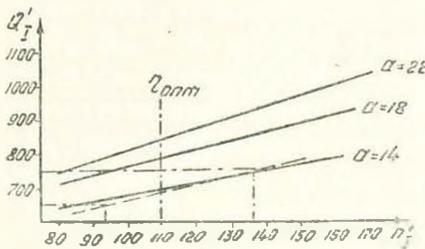


Рис. 7.

Таблица 1а

Таблица 1б

K_C	a_C	b_C	d_C	C_1	K_B	a_B	b_B	d_B	B_1
0,730	1,639	-2,256	0,859	163,0	1,107	-0,216	-0,289	0,403	0,360
0,733	1,576	-2,158	0,859	136,0	1,120	-0,349	-0,077	0,346	0,343
0,735	1,492	-1,954	0,745	95,5	1,167	-0,465	-0,077	0,523	0,300
0,737	1,422	-1,774	0,630	92,0	1,188	-0,568	0,029	0,403	0,286
0,739	1,324	-1,526	0,481	86,0	1,200	-0,643	0,039	0,472	0,275
0,742	1,275	-1,433	0,448	80,0	1,220	-0,769	0,086	0,632	0,257
0,746	1,247	-1,397	0,442	69,5	1,244	-0,923	0,233	0,289	0,237
0,750	1,205	-1,317	0,402	61,5	1,250	-0,969	0,306	0,460	0,235
0,754	1,176	-1,291	0,413	58,5	1,270	-0,979	0,314	0,518	0,224
0,763	1,128	-1,203	0,345	53,0	1,320	-1,118	0,522	0,575	0,196
0,768	1,121	-1,178	0,402	48,3	2,350	-1,259	0,559	0,518	0,190
0,775	1,072	-1,154	0,345	44,0	1,350	-1,378	0,722	0,455	0,185
0,783	1,023	-1,065	0,282	40,5	1,370	-1,469	0,486	0,461	0,180
0,798	0,953	-0,974	0,231	33,0	1,400	-1,678	0,771	0,290	0,147
0,800	0,932	-0,949	0,236	32,0	1,520	-1,782	0,771	0,393	0,143
0,801	0,918	-0,925	0,230	31,5	1,600	-1,958	0,779	0,347	0,129
0,816	0,869	-0,881	0,196	26,7	1,650	-2,058	0,786	0,405	0,119
0,820	0,848	-0,848	0,173	26,2	1,850	-2,058	0,818	0,634	0,095
0,833	0,752	-0,770	0,116	23,0	2,120	-3,353	0,952	0,720	0,076
0,840	0,750	-0,722	0,111	22,0	2,150	-3,611	1,197	0,721	0,073
0,862	0,681	-0,659	0,105	17,0	2,550	-5,107	2,277	0,579	0,060
0,881	0,610	-0,642	0,116	14,5	3,250	-7,626	3,305	1,038	0,040
0,901	0,540	-0,640	0,174	12,0	3,850	-9,446	3,906	1,526	0,031

Բ. Ե. ՍԱՅԱՐՈՎ

ՊՐՈՊԵԼԼԵՐԱՅԻՆ ՏՈՒՐԲԻՆՆԵՐԻ ԵԼՔԻ, ՆՐԱ ՊՏՈՒՅՏՆԵՐԻ ԹՎԻ ԵՎ ՈՒՂՂԻՉ ԱՊԱՐԱՏԻ ԲԱՅՎԱԾՔԻ ՄԻՋԵՎ ԵՂԱԾ ՈՒՆԱՎԵՐԱՎԱԿԱՊԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Էլեկտրոնիկայի և հաշվողական տեխնիկայի օգտագործման շնորհիվ Լենրգոսիստեմների չհաստատոված աշխատանքային ռեժիմների հաշվման եղանակները սկսում են տեղափոխվել նոր հիմքերի վրա: Հաշվման այդ նոր եղանակները սրահանջում են սխառեմում տեղի ունեցող բոլոր ֆիզիկական երևույթներն արտահայտել անալիտիկ ձևով, որոնցից մեկը դիտվում է ներկա հոդվածում:

Այստեղ նույնատիպ է գրվում պոնել հիդրոտուրբինից ջրի Լըրի կապը կախված նրա ստույգների թվից և ուղղիչ ասպարատի բաղկածքից: Այն անհրաժեշտ է հիդրոէլեկտրակայանի ուժային մասի առանձին օղակների աշխատանքը արտահայտող հավասարումների հետ միասին լուծելու համար:

Որպես հիմք վերցված է (1) հավասարումը, որի գործակիցները բավականին բարդ ֆունկցիաներ են՝ արագության վեկտորների կազմած անկյուններից: Որովհետև այդ հավասարման գործակիցները հնարավոր չէ տեսականորեն որոշել, ուստի և խնդիրը լուծված է հիդրոտուրբինների ունիվերսալ բնութագրերի մշակմամբ:

Դիտարկված է $\Lambda = O$ դեպքը, որն համասպատասխանում է սրբույլերային տուրբիններին:

Աշխատանքի արդյունքները թույլ են տալիս ըստ սլոտայկլերային տորբինի արադրնիբացության n_s գործակցի և աշխատող անիվի թիակների տեղակայման φ անկյան, դժագիր 6-ի և ալյուսակ I-ի միջոցով որոշել (11) հավասարման սրունքի գործակիցները:

Ունենալով հիշյալ գործակիցները (11) բանաձևի օգնությամբ կարելի է որոշել տորբինի ելքը, կախված ուղղի: ապարատի բացվածքից և տորբինի պտույտների թվից: Գծագիր 7-ում բերված փորձնական հոծ գծերի և (11) բանաձևով հաշված կտրտված գծիկների համեմատությունը ապացուցում է (11) բանաձևի ճիշտ լինելը և հիմք է տալիս այն առաջադրելու ինժեներական հաշվումներ կատարելու համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мостков М. А. Гидравлический удар в гидравлических станциях. Л.—М., 1938.
2. Картвелишвили Н. А. Неустановившиеся режимы в силовых узлах гидроэлектрических станций. Госэнергоиздат, 1951.
3. Кривченко Г. И. Уточненные методы расчета гидравлического удара. „Гидротехническое строительство“, № 10, 1947.
4. Пинегин В. И. Гидравлические двигатели. Изд. 1934, ОНТИ НКТП.
5. Сафаров Е. Д. Аналитический способ выражения кривых обеспеченности. „Известия АН Армянской ССР“ ОН, том II, № 4, 1949.