

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Б. Л. БУНИАТЯН

НЕУСТАНОВИВШИЙСЯ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ
В РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИНАХ

Сообщение 1

При переходных процессах в гидроагрегатах в гидравлической ее части наибольшее влияние на процесс регулирования агрегата оказывает неустановившееся движение воды в системе напорный трубопровод—турбина—отсасывающая труба [1].

В работах [2, 3] показано, что при закрытии турбины в ее отсасывающей трубе, а при остановке центробежного насоса в нагнетательном трубопроводе вода, совершая неустановившееся движение, одновременно упруго колеблется, что характеризуется безразмерными величинами [4]:

$$\varphi = \frac{aV_0}{2gH_0} ; \psi = \frac{T_0}{\mu}$$

где a — скорость распространения волны давления гидравлического удара; H_0 и V_0 — напор и скорость течения потока в момент возникновения неустановившегося режима; T_0 — время движения регулирующего органа; μ — фаза колебания. Значения этих величин для отсасывающей трубы могут быть такими, что полученные относительные изменения напора могут заметно влиять на процесс регулирования агрегата. Так например, при сбросе нагрузки в случае неправильного сочетания гидравлических и механических параметров турбины и регулятора в отсасывающей трубе гидротурбины возникает резкое повышение давления, которое может причинить большой ущерб станции [5]. Поэтому требуются достоверные методы по определению изменения во времени давления под рабочим колесом в зависимости от параметров регулирования агрегата.

В работе Н. А. Картвелишвили [6] рассмотрено современное состояние вопроса в СССР. Он отмечает, что задача о гидравлическом ударе в отсасывающих трубах гидротурбины до сих пор остается нерешенной. Основным препятствием для решения рассматриваемой задачи является наличие в трубе вихревого шнура, заполненного пузырьками воздуха и парами воды, а также винтовое движение потока.

В статье автора приводится приближенная теория учета влияния вихревого шнура на процесс протекания неустановившегося режима. Полагая, что основное течение, направленное вдоль трубы, практически происходит по схеме одновременного течения, предлагается способ оценки изменения во времени давления и скорости движения. Результаты исследования сопоставляются с опытными данными.

Влияние вихревого шнура на общую картину потока

Обычно отсасывающая труба турбины делается сложноконической формы, в которой ударные характеристики по их длине непостоянны. Для упрощения расчета рассматривается эквивалентная схема, в которой коническая труба заменена цилиндрической с постоянными по длине характеристиками [4].

Пусть в круглой цилиндрической трубе радиусом R течет смесь идеальных жидкостей и газов. Движение предполагается одномерным, а давление в любом сечении трубы одинаковым для всех компонентов. Обозначим через ω_n — площадь, занятую n -ой средой в единице площади смеси, тогда для всех N компонентов можем написать

$$\sum_1^N \omega_n = 1. \quad (1)$$

Если считать $\omega_n = \text{const}$ для всего поперечного сечения, тогда

$$\omega_n F = \Omega_n.$$

Очевидно Ω_n есть часть площади поперечного сечения трубы, занятой n -ой средой смеси, т. е.

$$F = \sum_1^N \Omega_n \quad (2)$$

или

$$\frac{\partial F}{\partial t} = \sum_1^N \frac{\partial \Omega_n}{\partial t}. \quad (3)$$

В силу (2) и (3)

$$\frac{\partial \Omega_n}{\partial t} = \frac{\partial F}{\partial t} = \sum_1^{N-1} \frac{\partial \Omega_i}{\partial t}. \quad (4)$$

По закону Гука

$$dR = \frac{R^2}{E\delta} \cdot dP.$$

Поэтому

$$\frac{\partial F}{\partial t} = \frac{2FR}{E\delta} \frac{\partial P}{\partial t}. \quad (5)$$

где δ и E — толщина стенок и модуль упругости трубы.

Полагая, что все компоненты потока обладают свойством изотропии, получим следующие уравнения движения и неразрывности неустойчившегося движения смеси:

$$\rho_n \frac{\partial V_n}{\partial t} + \rho_n \frac{\partial V_n}{\partial x} \frac{dx}{dt} = - \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (6)$$

$$\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial \rho_n}{\partial t} + \frac{1}{\Omega_n} \frac{\partial \Omega_n}{\partial t} = - \frac{\partial V_n}{\partial x}, \quad (7)$$

Учитывая, что $d\rho = \frac{dP}{a^2}$, из (7) получим

$$\frac{\partial \Omega_i}{\partial t} = - \Omega_i \left[\frac{\partial V_i}{\partial x} + \frac{1}{\rho_i a_i^2} \frac{\partial P}{\partial t} \right], \quad (8)$$

Подставляя (5) и (8) в (4) и заменив в (7) производную от Ω_n , по этой формуле будем иметь:

$$\sum_1^N \Omega_n \frac{\partial V_n}{\partial x} + \left[\sum_1^N \frac{\Omega_n}{\rho_n a_n^2} + \frac{2FR}{E\delta} \right] \frac{\partial P}{\partial t} = 0. \quad (9)$$

Пренебрегая вторым членом левой части уравнения (6) и дифференцируя его по t , а затем по x , а уравнение (9) по x , а затем по t , получим:

$$\frac{\partial^2 V_n}{\partial x^2} = \frac{1}{a_b^2} \frac{\partial^2 V_n}{\partial t^2}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{1}{a_b^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2}. \quad (11)$$

где

$$a_b^2 = \frac{\sum_1^N \Omega_n}{\rho_n \left[\sum_1^N \frac{\Omega_n}{\rho_n a_n^2} + \frac{2FR}{E\delta} \right]}. \quad (12)$$

Очевидно a_b и есть средняя скорость распространения волны давления гидравлического удара в смеси, ибо полученная система уравнения (10—11) есть общеизвестное волновое уравнение.

Для двухкомпонентной среды формула (12) будет иметь вид:

$$a_b^2 = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{\rho_n \left[\frac{\Omega_1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\Omega_2}{\rho_2 a_2^2} + \frac{2FR}{E\delta} \right]}. \quad (13)$$

Пусть среда Ω_1 отделена от среды Ω_2 . Очевидно, $\Omega_1 = F - \Omega_2$.

$$v = \frac{\Omega_2}{\Omega_1}$$

$$\rho_2 = \frac{\Omega_2 \rho_1 + \Omega_1 \rho_2}{\Omega_1 + \Omega_2} = \frac{\rho_1 + \nu \rho_2}{1 + \nu}$$

При этих обозначениях формула (13) примет вид:

$$a_b^2 = \frac{(1 + \nu)^2}{(\rho_1 + \rho_2 \nu) \left[\frac{1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\nu}{\rho_2 a_2^2} + \frac{2RF}{E\delta} (F - \Omega_2) \right]} \quad (14)$$

Если стенки трубы нерастяжимы, т. е. $E = \infty$, из (14) будем иметь:

$$a_b^2 = \frac{(1 + \nu)^2}{(\rho_1 + \rho_2 \nu) \left[\frac{1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\nu}{\rho_2 a_2^2} \right]} \quad (15)$$

Для проверки формулы (14) были поставлены опыты [7, 8].

Ввиду возникнувших трудностей получения однородной смеси воды и воздуха в трубопроводе, длиной 68 м ($R=32$ см, $\delta=4$ мм), был проложен резиновый шланг, надутый воздухом. Для этого случая была получена следующая формула [7]:

$$a_b = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\nu}{E} \frac{2R}{\delta} + \frac{\Omega_2}{(F - \Omega_2)} \frac{\varepsilon}{E_2 \frac{\delta_2}{D_2} + \nu_b}}} \quad (16)$$

где ε , E_2 и ε_b — модули упругости воды резины и воздуха; D_2 и δ_2 — диаметр и толщина стенки резинового шланга.

Если шланг выполнен из весьма тонкой и эластичной резины, формула (16) примет вид:

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\nu}{E} \frac{2R}{\delta} + \frac{\Omega_2}{(F - \Omega_2)} \frac{\varepsilon}{\nu_b}}} \quad (17)$$

Результаты экспериментов представлены на рис. 1 точками; кривые 1 и 2 вычислены по формулам (14), (16) и (17), причем формулы (14)

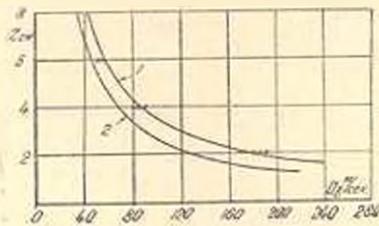


Рис. 1. Сопоставление результатов расчета с опытными данными

и (17) дают одинаковые результаты. Не трудно заметить, что результаты опыта с достаточной точностью совпадают с кривой 1 и несколько отклоняются от кривой 2. Это объясняется влиянием резинового шланга, что в формулах (14) и (17) не учитывается. Из сопоставления следует, что формулы (13) или (14) дают достаточно точные результаты, и они могут быть рекомендованы для практических расчетов при наличии в

трубе воздушной струи поперечным сечением Ω_2 . Метод определения Ω_2 для отсасывающей трубы изложен в [8].

Изменение давления и скорости течения во времени

Уравнения (10) и (11) с достаточной точностью описывают явления в случае одномерного течения. Для решения этих уравнений необходимо иметь закон изменения во времени скорости движения потока в этом сечении.

С целью упрощения задачи допускаем, что лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной турбины закрываются мгновенно. Перепишем уравнение (6) в таком виде:

$$\frac{1}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(Z + \frac{P}{\gamma} + h_T \right). \quad (18)$$

Здесь Z — отметка центра тяжести поперечного сечения трубы над плоскостью сравнения; γ — объемный вес жидкости.

$$h_T = \frac{V^2}{2g} (\zeta + 1),$$

где ζ — коэффициент сопротивления системы.

Пусть рассматриваемое сечение отсасывающей трубы находится на расстоянии L от выходного, где $x=0$; $V_x=0$; $Z_x=0$.

Принимая жидкость несжимаемой, $\left(\frac{\partial V}{\partial x} = 0 \right)$, умножая (18) на dL и интегрируя по всей длине трубы, получим:

$$\frac{L}{g} \frac{dV_x}{dt} = \left[\left(Z + \frac{P_0}{\gamma} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P_x}{\gamma} + \frac{V_x^2}{2g} (\zeta + 1) \right) \right]. \quad (19)$$

Учитывая, что при $t=0$

$$\frac{dV_x}{dt} = 0, \quad V_x = V_0,$$

из (19) получим:

$$- \frac{V_0^2}{2g} (\zeta + 1) = \left(Z + \frac{P_0}{\gamma} \right) - \frac{P_x}{\gamma} = h_T. \quad (20)$$

Следовательно,

$$dt = - \frac{2L}{(\zeta + 1)V_0} \cdot \frac{dV_x}{V_0^2 + V_x^2}. \quad (21)$$

Интегрируя (21), будем иметь:

$$t = - T \operatorname{arctg} \frac{V_x}{V_0} + C, \quad (22)$$

где

$$T = \frac{2L}{(\zeta + 1)V_0}. \quad (23)$$

При $t=0$ из (22) находим

$$C = T \operatorname{arctg} \frac{V_0}{V_0} = T \frac{\pi}{4}. \quad (24)$$

Подставляя (24) в (22), после преобразования получим:

$$V_x = V_0 t g \left(\frac{\pi}{4} - \frac{t}{T} \right). \quad (25)$$

Из (25) видно, что при мгновенном закрытии турбины начальная скорость потока, уменьшаясь, в конце момента времени t_A становится равной нулю. Причем здесь влияние волны давления гидравлического удара не учитываются. На основании общей теории гидравлического удара влияние упругости можно учесть путем совместного решения системы уравнения (10)–(11) и (25).

Пусть, например, в цилиндрической отсасывающей трубе $L = 11,27$ м, $R = 10$ см, $\delta = 6$ мм, $V_0 = 2,16$ м/сек, $c = 7$, имеется вакуум $Z_{b0} = 0,75$ м, чему, согласно методу, изложенному в работе [8], соответствует $\Omega_2 = 0,55$ см², поэтому по (13) или (14) получим $a_b = 320$ м/с. Фаза колебания $\mu = 0,07$ сек; $T = 1,3$. Подставляя V_0 и T в (25) и задаваясь значениями t , получим кривую — 1, показанную на рис. 2. Из рис.

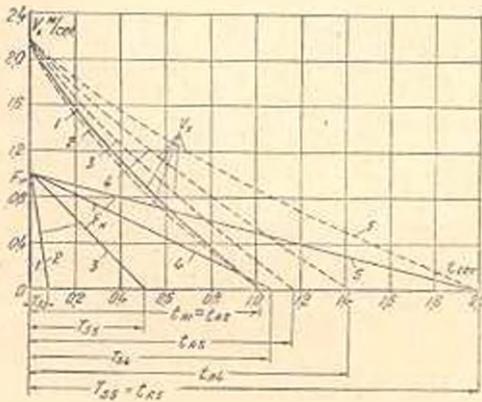


Рис. 2 Изменение по времени скорости в зависимости от времени закрытия турбины.

2 видно, что при $t_A = 1,02$ сек., $v_x = 0$. Допустим, что закрытие происходит не мгновенно, а в течение времени $T_{32} = 0,085$ сек. Разбивая этот промежуток времени на отдельные интервалы ΔT_i и принимая каждый из них за мгновенную, по (25) для V_x получим кривую — 2, которая мало отличается от кривой — 1. Следовательно, в случаях, когда T_{3i} очень малая величина по сравнению с t_A , то без заметных ошибок для V_x можно считать закрытие мгновенным.

Если T_{33} , T_{34} и T_{35} сопоставимы по величине с t_A , получим соответственно кривые 3, 4, 5, показанные на рис. 2. Можно заметить, что с увеличением T_{3i} , t_A увеличивается, а разность $t_A - T_{3i}$ уменьшается. В случае, когда $T_{3i} = t_A$ вместо (25) можно пользоваться следующим выражением:

$$V = C \sqrt{H}, \quad (26)$$

где C — гидравлическое открытие задвижки.

Разбивая кривую 1 пофазно и учитывая, что в конце первой фазы отраженная из отводящего канала волна доходит до створа трубы $x = L$ и там возникает некоторая скорость ΔV_{31} , направленная против течения, получим:

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{x1} \\ V_2 &= V_{x2} - \Delta V_{31} \\ V_3 &= V_{x3} - \Delta V_{32} - \Delta V_{31} \end{aligned} \quad (27)$$

Вычисления нанесены на рис 3 в виде кривой V , которая представляет собой фактическую скорость движения колонны воды с учетом упругих деформаций.

Переходим к определению кривой изменения давления.

Приведенные выше цифровые данные были взяты из опытов, описанных в [9]. На экспериментальной установке давление перед рабочим колесом было равно $Y_0 = 0,20$ м, промежуток времени $T_s = 0,085$ сек направляющий аппарат полностью закрывался и производилась запись изменения во времени величины Y^* и Z_i^* (рис. 3).

Пользуясь кривой V (рис. 3) по цепным уравнениям [7]

$$\Delta Z_{b1} = \frac{a_b}{g} (\sigma_0 - V_1)$$

$$\Delta Z_{b2} = \frac{a_b}{g} (V_1 - V_2) - \Delta Z_1 \quad (28)$$

$$\Delta Z_{b3} = \frac{a_b}{g} (V_2 - V_3) - \Delta Z_2$$

которые получены после интегрированием (10)–(11), была вычислена кривая Z_b^* , нанесенная на рис. 3 в виде пунктирной линии.

По кривой можно видеть, что в конце времени t_0 , когда $Y^* = 0$, $V = 2,10$ м/сек, колонна воды, отрываясь от направляющего аппарата, движется к отводящему каналу. За время $t_s - t_0$ колонна пройдет путь

$$S_1 = V(t_s - t_0) - \frac{m(t_s - t_0)^2}{2}$$

Так как $t_s = 0,42$ сек, $t_0 = 0,045$ сек, $m = \frac{t_s - t_0}{V}$, получим $S_1 = 0,375$ м.

За время $T_s = 0,083$ сек расход воды от величины $Q_0 = 0,068$ м³/сек уменьшится до нуля. Объем протекающей через направляющий аппарат воды будет равен:

$$W = \frac{Q_0 T_s}{2} = 0,003 \text{ м}^3$$

При поперечном сечении трубы $F = 0,0314$ м²

$$S_2 = \frac{W}{F} = 0,096 \text{ м}, \quad \Sigma S = S_1 - S_2 = 0,279 \text{ м}$$

Расстояние от выходной кромки рабочего колеса до направляющего аппарата равно 0,2 м. Поэтому поток отходит от рабочего ко-

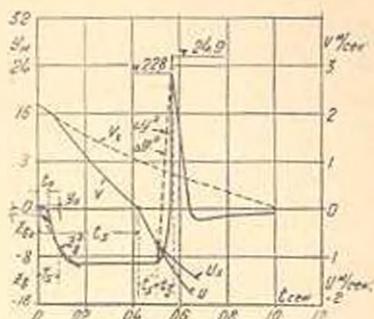


Рис. 3. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых давления и модельной отсасывающей трубе.

леса на величину 0,079 м. Так как в конце первой фазы $V_1=1,88$ м/сек, по (28) находим $\Delta Z_{01}=-9,1$ м. Эта величина до конца времени t_s остается постоянной.

В конце времени t_s под напором ΔZ_b начнется обратное движение воды со скоростью [7]:

$$u = u_0 \frac{e^{\frac{t}{T_r}} - 1}{e^{\frac{t}{T_r}} + 1}, \quad (29)$$

$$u_0 = \sqrt{\frac{2g \Delta Z_b}{\zeta + 1}} = 4,7 \text{ м/сек.} \quad (30)$$

$$T_r = \frac{L u_0}{2g \Delta Z_b} = 0,29. \quad (31)$$

Подставляя T_r и u_0 в (29), находим кривую u обратного движения. Из условия равенства прямого и обратного пути движения колонны находим время $t'_s=0,08$ сек. С этого момента рабочее колесо начинает препятствовать обратному движению. Поэтому вводя в формулу (29) значение коэффициента сопротивления рабочего колеса взамен кривой и (рис 3), получим кривую u_x . Емкость между направляющим аппаратом и рабочим колесом, по кривой u_x , заполнится за время $t_1=0,07$ сек. В момент заполнения $u_x=1,05$ м/сек, и за направляющим аппаратом давление над статическим повысится на величину:

$$\Delta u^p = \frac{a_s u_x}{g} = 34,0 - 9,1 = 24,9 \text{ м. По опыту } \Delta u^p = 22,8 \text{ м.}$$

Удовлетворительная сходимость результатов расчета и опыта свидетельствует о том, что замена трехмерного потока одномерным вполне допустима.

Перейдем теперь к расчету натурной отсасывающей трубы в случае, отвечающем описанной в работах [5, 9] аварии. Коническая изогнутая отсасывающая труба (рис. 4) имеет $Q_0=440$ м³/сек; $L=37,0$ м; $\zeta=2$; эквивалентный диаметр $D=10,3$ м; $V_0=5,8$ м/сек. По заданным значениям согласно рис. 4 находим изменения P_b и Ω_2 , а затем по формуле (14) определяем $a_b=197$ м/сек.

Относительное изменение расхода q из (5) приведено на рис. 5, где нанесена кривая $Z_r(t)$, полученная по формуле (28). Атмосферное давление в районе ГЭС $Z_a=9,5$ м, поэтому по кривой Z_b на рис. 5 в момент $t_n=4$ сек. колонна воды от рабочего колеса отрывается. В этот момент $q=0,53$, $V=3,08$ м/сек. Аналогично предыдущему находим $l=8$ сек и кривые V , V_x , которые нанесены на рис. 5. По этим кривым видно, что в конце времени $t_s=3,9$ сек $V_r=0$. За это время колонна пройдет путь $S_1=6,0$ м поскольку за это же время через направляющий аппарат в отсасывающую трубу вливается вода в объеме $W=472$ м³ и заполняет участок трубы длиной $S_2=5,7$ м.

длина опорожненного участка трубы будет $\Sigma S = 0,3$ м. По окончании этого движения колонна воды под напором $Z_0 = 9,5$ м начнет двигаться в обратном направлении. Для этого случая из (30) и (31) находим $u_0 = 7,9$ м/сек $\Gamma_1 = 1,57$, а по (29) получим кривую n , нанесенную на рис. 5. Пользуясь кривыми q и u и учитывая, что обратный путь

$S^1 = \Sigma S - \Delta S_2$ (ΔS — длина участка трубы, заполненная дополнительно вливающимся расходом за время обратного движения колонны воды), находим, что в конце времени $t_2 = 0,75$ сек колонна замыкает

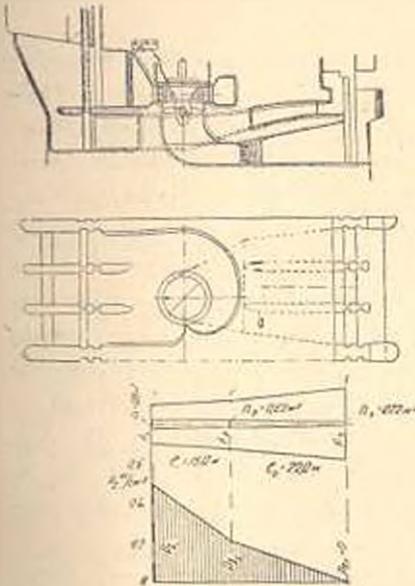


Рис. 4. Схема установки отсасывающей трубы.

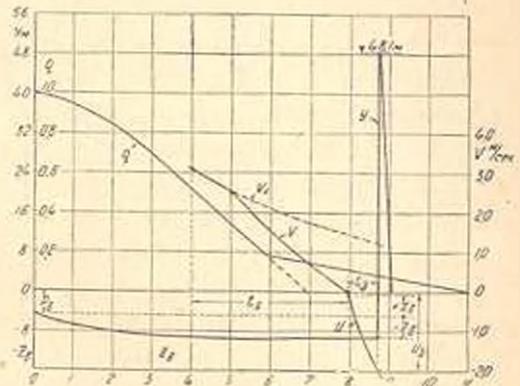


Рис. 5. Кривые изменения скорости и давления в отсасывающей трубе натурной турбины.

ся с рабочим колесом. В этот момент по кривой u (рис. 5) имеем $u_2 = 2,0$ м/сек. Вакуумное давление, отражаясь удваивается с положительным знаком, поэтому $Z_b = -9,5$ м. Скорость воды u_2 создает повышение давления $\Delta u_2 = \frac{a}{g} u_2 = 38,6$ м. Следовательно, под рабочим колесом повышение давления над статическим будет $\Delta u = 9,5 + 38,6 = 48,1$ м. Таким образом, вследствие отрыва колонны воды давление резко возрастает, что может причинить большие неприятности [9].

В заключение отметим, что предлагаемый метод расчета позволяет достаточно точно назначить параметры регулирования гидротурбин.

ՀԵՂՈՒՎՆԵՐԻ ԶՀԱՍՏԱՏՎԱԾ ՀԱՐԺՄՈՆ ՌԵՃԻՄԸ ԻՆՎԵՏԻՎ ՀԻՊՐՈՏՈՒՐԻՆՆԵՐՈՒՄ

(Հաղորդում 1)

Ա մ փ ո փ ս ռ մ

Հիպրոտուրբինների արագ բեռնաթափման զեպյում նրա ծծույ խողովակում առաջանում է չհաստատված շարժում, որը մինչև հիմա անհրաժեշտ չափով ուսումնասիրված չէ և չունի իր լուծումը: Այդ խնդրի լուծման հիմնական դժվարությունը հանգում է ջրի պոտոտակային շարժման և նրա մեջ ողախառն մրրիկային պալարի առկայությանը: Ծծույ խողովակում գոյություն ունեցող եռաչափ պոտոտակային շարժումը մտովին փոխարինելով միաչափ շարժմամբ և գրելով հիպրոզինամիկայի հավասարումը, սպասարկվում է, որ օղախառն մրրիկային պալարը կրկնվի վրա ազդում է միայն ալիքի տարածման արագության փոքրացմամբ: Ստացված (14) բանաձևը, որով կարելի է հաշվել ալիքի տարածման արագությունը կրկնապ հեղուկներում, տալիս է Ֆորձերից ստացված արդյունքների հետ բավականին լավ համընկնում:

Նույն ալիք հավասարումների օգնությամբ հողվածում ստացվել են (25) — (27 — 28) բանաձևերը, որոնց օգնությամբ կարելի է որոշել ջրի սլան հետ առաջ շարժվելու բնույթը, ինչպես նաև ճնշման փոփոխությունը բառ ժամանակի:

Հաշվումներից ստացված արդյունքները բավարար ճշտությամբ համընկնում են փորձնական արդյունքներին, որով և ապացուցվում է մշակած տեսությունների ճիշտ և ընդունելի լինելը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егиазаров Н. В. Задачи научных исследований по изучению режимов работы гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. Известия АН Армянской ССР, № 1, 1953.
2. Буниатян Б. Л. О неустойчивых режимах движения жидкости в напорных водоводах. Известия ОТН АН Армянской ССР, № 1, 1961.
3. Буниатян Б. Л. Неустойчивые движение воды в магнетательных трубопроводах центробежных насосов. Известия ОТН АН Армянской ССР, № 3, 1962.
4. Егиазаров Н. В. Гидроэлектрические, силовые установки, ч. III, 1937.
5. Тиме В. А. Об обратном гидравлическом ударе в отсасывающих трубах поворотнотопластных турбин. Журн. «Электрические станции» № 3, 1960.
6. Карташвили И. А. Современное состояние гидравлической теории нестационарных потоков по работам в СССР. Известия ОТН АН СССР, № 9, 1961.
7. Буниатян Б. Л. и Зорян З. А. Незначительное уменьшение скорости распространения волны давления гидравлического удара и полях его моделирования. Известия ОТН АН Армянской ССР, № 4, 1956.
8. Буниатян Б. Л. О скорости распространения волны давления гидравлического удара в отсасывающих трубах. Известия ОТН АН Армянской ССР, № 3, 1959.
6. Кривченко Г. И., Аршеневский И. И. и Клабуков В. М. Режимы регулирования поворотнотопластных гидротурбин. Госэнергоиздат 1960, М.—Л.