

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌ-ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ.
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԱԿՐԱԿԱՆ ԿՈՒՅԻՆ

Ազոնց Ն. Տ. (պատ. խմբագրի պատժանակատար), Անանյան Ա. Կ.,
Կասարյան Ա. Ս., Նդիազարյան Բ. Վ., Կապան Ս. Վ., Կուզա-
վերյան Վ. Ա., Եսաքարով Ա. Գ., Սիմոնով Ա. Զ., Փինաջյան
Վ. Վ. (պատ. ընթացակարգ):

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ազոնց Ն. Տ. (ն. օ. ժ. րեզկտոր), Անանյան Ա. Կ., Կասար-
յան Ա. Ս., Եսաքարով Բ. Վ., Կապան Ս. Վ., Կուզա-
վերյան Վ. Ա. (օտ. սեքրետար), Սիմոնով Ա. Զ., Խու-
ճարյան Վ. Վ.

Б. О. ЕГНАЗАРЯН

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОМЕТРИЧЕСКИХ КОЛОДЦЕВ

В гидрометрии для фиксации изменяющихся во времени горизонтов воды в реках и каналах, в искусственных водоемах и озерах часто применяются водомерные колодцы, сообщающиеся с пространством, где измеряется уровень воды. Основное назначение этих колодцев заключается в устранении влияния случайных и пульсационных колебаний горизонта воды в канале на запись.

Канал (так будем называть пространство, где измеряется горизонт воды) и колодец являются сообщающимися сосудами (рис. 1); изменение горизонта воды в канале передается в колодец, где для фиксации уровней устанавливается самопишущий прибор—лимниграф. Под влиянием инерционных сил и сил сопротивления горизонт воды в колодце отстает от горизонта в канале. При подъеме горизонт воды в колодце ниже горизонта в канале, а при опускании, наоборот, горизонт в колодце выше горизонта в канале. Эта разность горизонтов, обеспечивающая приток в колодец или сток из него, обуславливается геометрическими размерами водомерного колодца и соединительной трубы, потерями энергии при движении воды, а также силами инерции массы воды в них. Относительно соотношения размеров колодца и соединительной трубы в литературе имеются разные рекомендации. Например в «Наставлении гидрометрическим станциям и постам» рекомендуется взять сечение соединительной трубы 500—1000 раз меньше сечения самого колодца ([1], стр. 41), а в «Инструкции по эксплуатации самописца уровня воды „Валдай“ 20—100 раз ([2] стр. 9). Как видно, разница между приведенными двумя рекомендациями весьма велика, и каждая рекомендация дает большой диапазон изменения сечений, что вводит неопределенность при пользовании ими в инженерных расчетах. Если при очень маленьком сечении соединительной

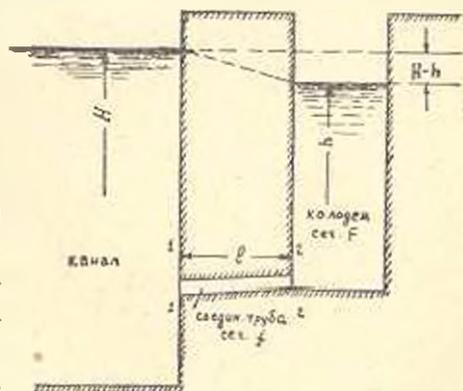


Рис. 1.

Если при очень маленьком сечении соединительной

трубы колебание горизонта в колодце не будет соответствовать колебаниям в канале, то при большом сечении, наоборот, всякое изменение горизонта воды в канале, в том числе и пульсационные колебания, будет полностью передаваться в колодец и делать запись не четкой. Отношение поперечных сечений соединительной трубы и колодца необходимо подбирать так, чтобы пульсационные колебания не проскочили бы в колодец и, с другой стороны, чтобы изменения горизонта в колодце отличались бы от изменений в канале в практически приемлемых пределах. Для оценки точности записи, а также для подбора сечения соединительной трубы, необходимо уметь рассчитать колебания в колодце при известном законе колебания в канале и, наоборот, найти действительные колебания в канале, если имеется запись колебаний в колодце. Этот вопрос в литературе разобран недостаточно.

Читрини [6] рассматривает синусоидальные пульсационные колебания горизонта в канале. При этом им получено частное решение дифференциального уравнения, выведенного для случая ламинарного режима в соединительной трубе, т. е. случай, когда потери энергии пропорциональны скорости первой степени. Рассмотренный режим возможен только при очень длинной соединительной трубе и очень медленном изменении горизонта в канале, но не в случае пульсационного колебания его, когда период колебаний считается секундами.

Вольфцун [3] для определения сечения соединительной трубы пользуется только уравнением неразрывности, не считаясь с пульсационными колебаниями горизонта в канале.

В данной работе рассматривается случай квадратичного закона сопротивлений, причем решение дифференциального уравнения в аналитическом виде дается для синусоидальных колебаний, а при других законах изменения горизонта воды в канале, как например, при прохождении волны перемещения, предлагается методика численного интегрирования.

Для получения дифференциального уравнения движения воды в колодце воспользуемся основным уравнением неустановившегося движения [4]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}} + \frac{l}{g} \int \frac{dv}{dt} dt \quad (1)$$

и уравнением неразрывности

$$\frac{df}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial s} = 0,$$

которое при $\frac{df}{dt} = 0$, приводится к виду

$$Q = fv = F \frac{dh}{dt}, \quad (2)$$

где f и F — соответственно площади поперечных сечений соединительной трубы и колодца.

Сечение трубы по сравнению с сечением колодеза величина очень малая и, поэтому, скорости течения, потери энергии и инерционные силы в колодезе очень малы в отношении этих же величин в соединительной трубе, почему и расчет можно вести с учетом движения только в последней.

С учетом сказанного, уравнение (1), после простых преобразований, примет вид:

$$H = h \pm h_{\text{пот}} + \frac{l}{g} \frac{dv}{dt}, \quad (3)$$

где знак плюс перед $h_{\text{пот}}$ соответствует течению из канала в колодез, а знак минус — обратному течению.

Потери энергии при движении воды по трубе складываются из потерь на вход, на трение и на внезапное расширение:

$$h_{\text{пот}} = \left(\xi_{\text{вх}} + \frac{\lambda}{d} l + \xi_{\text{рас}} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Принимая $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ и $\xi_{\text{рас}} = 1,0$ для потерь будем иметь:

$$h_{\text{пот}} = \left(1,5 + \frac{\lambda}{d} l \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (4)$$

Подставляя $v = \frac{F}{f} \frac{dh}{dt} = \varepsilon \frac{dh}{dt}$ из (2) и $h_{\text{пот}}$ из (4) в (3) получим:

$$H = h + \frac{\left(1,5 + \frac{\lambda}{d} l \right) \varepsilon^2}{2g} \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \frac{l\varepsilon}{g} \frac{d^2 h}{dt^2}. \quad (5)$$

Сделаем замену, принимая

$$\varepsilon^2 h = y. \quad (6)$$

Подставляя (6) в уравнение (5), после простых преобразований получим:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} \pm \varepsilon \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + n^2 y = n^2 \varepsilon^2 H, \quad (7)$$

где для краткости обозначены

$$\varepsilon = \frac{1,5 + \frac{\lambda}{d} l}{2l\sigma}, \quad n^2 = \frac{g}{\sigma l}.$$

В правой части уравнения (7) величина $H = H(t)$ есть функция от времени и выражает закон изменения горизонта воды в канале.

Принимая плоскость сравнения 0-0 совпадающей с первоначальным горизонтом воды в канале, и предполагая состояние покоя в начальный момент, начальные условия для уравнения (7) можно записать в следующем виде:

$$\text{при } t = 0, \quad h = y = 0; \quad \frac{dh}{dt} = \frac{dy}{dt} = 0. \quad (8)$$

Уравнение (7) в общем случае не интегрируется, поэтому приходится интегрировать его приближенно. Наличие перед нелинейным членом $\left(\frac{dy}{dt}\right)^2$ малого числа ε (на практике почти всегда $\varepsilon < 0,05$) дает право искать решение уравнения (7) в виде ряда по степеням этого малого параметра ε [5], т. е. в виде

$$y = y_0 + \varepsilon y_1 + \varepsilon^2 y_2 + \dots$$

Точность решения имеет порядок (ε^k) , где k — число взятых членов ряда. Для практических целей в нашей задаче можно вполне удовлетвориться точностью порядка ε^2 , т. е. решение уравнения (7) можно представить в виде

$$y = y_0 + \varepsilon y_1, \quad (9)$$

где y_0 и y_1 — пока неизвестные функции.

Подставляя значение y и его производных в (7), пренебрегая членами, содержащими ε выше первой степени, получим следующие два линейные дифференциальные уравнения, решением которых найдем функции y_0 и y_1 :

$$\frac{d^2 y_0}{dt^2} + n^2 y_0 = n^2 \varepsilon^2 H(t), \quad (10)$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} + n^2 y_1 = \mp \left(\frac{dy_0}{dt}\right)^2. \quad (11)$$

Знак минус в правой части уравнения (11) относится к течению воды от канала в колодец, а знак плюс — обратному течению.

Рассмотрим пульсационные колебания, когда закон изменения горизонта воды H в канале можно представлять в виде синусоидальных колебаний с амплитудой $2A$, частотой $\omega = \frac{2\pi}{T}$ и периодом T

$$H = A \sin \omega t. \quad (12)$$

Тогда уравнение (10) примет вид:

$$\frac{d^2 y_0}{dt^2} + n^2 y_0 = n^2 \varepsilon^2 A \sin \omega t. \quad (13)$$

Общее решение (13) складывается из общего решения однородного уравнения и одного частного решения уравнения (13), имеющего вид

$$y_0 = C_1 \cos nt + C_2 \sin nt + \frac{n^2 \varepsilon^2 A \sin \omega t}{n^2 - \omega^2}$$

Из начальных условий (8) получаем:

$$C_1 = 0; C_2 = - \frac{\omega n z^2 A}{n^2 - \omega^2}$$

и функция y_2 будет иметь следующий вид:

$$y_2 = \frac{n^2 z^2 A}{n^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{n} \sin nt \right). \quad (14)$$

Решая уравнение (11) методом вариации постоянных интегрирования, найдем функцию y_1 , которая, после некоторых преобразований, примет вид:

$$y_1 = \mp \frac{\omega^2 n^3 z^4 A^2}{(n^2 - \omega^2)^2} \left[\frac{5}{6n} + \frac{\sin^2 nt}{3n} + \frac{n \cos 2\omega t}{2(n^2 - 4\omega^2)} - \frac{2n(\omega \cos \omega t \cdot \cos nt + 2n \sin nt \cdot \sin \omega t)}{\omega(4n^2 - \omega^2)} \right] + C_1 \cos nt + C_2 \sin nt. \quad (15)$$

Подставляя это значение в (9) и используя начальные условия (8), найдем значения постоянных интегрирования C_1 и C_2 :

$$C_2 = 0; C_1 = \frac{\omega^2 n^3 z^4 A^2}{(n^2 - \omega^2)^2} \left[\frac{5}{6n} + \frac{n}{2(n^2 - 4\omega^2)} - \frac{2n}{4n^2 - \omega^2} \right].$$

Подставляя y_0 и y_1 в (9), получим общее решение уравнения (7) с точностью порядка ε^2 , которое, после перехода от y к первоначальной функции h по (6), окончательно примет следующий вид:

$$h = M \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{n} \sin nt \right) = M^2 \frac{z\omega^2 z^2}{n} \left[\frac{5}{6n} + \frac{\sin^2 nt}{3n} + \frac{n \cos 2\omega t}{2(n^2 - 4\omega^2)} - \frac{2n(\omega \cos \omega t \cdot \cos nt + 2n \sin \omega t \cdot \sin nt)}{\omega(4n^2 - \omega^2)} - C \cos nt \right], \quad (16)$$

где для краткости обозначено

$$M = \frac{n^2 A}{n^2 - \omega^2}; C = \frac{5}{6n} + \frac{n}{2(n^2 - 4\omega^2)} - \frac{2n}{4n^2 - \omega^2}$$

Выражение (16) дает возможность найти колебания в колодце при синусоидальных колебаниях горизонта воды в канале. Но очень часто изменение горизонта воды в канале нельзя выразить простыми математическими зависимостями вида (12) и, поэтому, пользоваться полученным решением (16) не представляется возможным. Например, пульсационные колебания горизонта в канале строго говоря не синусоидальные, а закон изменения горизонта воды при прохождении волны перемещения довольно сложный и не поддается простой математической аппроксимации. В таких случаях решение дифференциальных уравнений можно получить численным или графическим интегрированием. Для этой цели напишем уравнения (2) и (3) в следующем виде:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{l} (H - h - h_{\text{пот}});$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{v}{\sigma}.$$

Заменяя дифференциалы конечными приращениями, получим

$$\Delta v = \frac{g}{l} (H - h - h_{\text{пот}}) \Delta t; \quad (17)$$

$$\Delta h = \frac{v}{\sigma} \Delta t. \quad (18)$$

К этим двум соотношениям нужно добавить еще уравнение (4), для определения величины гидравлических потерь

$$h_{\text{пот}} = \left(1,5 + \frac{\lambda}{d} l \right) \frac{v^2}{-g} = kv^2 \quad (19)$$

и закон изменения горизонта воды H в канале

$$H = H(t), \quad (20)$$

который может быть дан графически или аналитически.

Совместное решение четырех уравнений (17)–(20) ведется в следующем порядке.

Задается величиной приращения времени Δt , принимая его постоянным. Изменение h , v и, следовательно, $h_{\text{пот}}$ непосредственно связано с изменением горизонта H в канале, поэтому принимаем следующее допущение: в течение промежутка Δt горизонт H в канале имеет значение, достигаемое в конце Δt , а v , h и $h_{\text{пот}}$ — значения, имевшие место в начале промежутка Δt . В начальный момент $t=0$ имеем установившийся режим и $h=0$, $v=0$, которые, согласно принятого допущения, остаются постоянными в течение первого промежутка Δt_1 . Для принятого значения Δt по (20) находим H_2 , подставляя его в (17), находим Δv_1 , имея последнее по (18) найдем Δh_1 , а по (19) вычисляем $h_{\text{пот}}$. Полученные Δv_1 , Δh_1 и $h_{\text{пот}}$ представляют величины скорости v , горизонта h и потерь $h_{\text{пот}}$ для следующего промежутка Δt_2 . Беря из (20) для конца Δt , значение H_2 , находим по (17) Δv_2 и полную скорость $v_2 = \Delta v_1 + \Delta v_2$, по (18) — Δh_2 и $h_2 = \Delta h_1 + \Delta h_2$, а по (19) — $h_{\text{пот}}$. Продолжая таким же образом этот несложный и негромоздкий расчет, что лучше делать в табличной форме, найдем значения v , h , $h_{\text{пот}}$ для последующих промежутков Δt и можем построить кривую колебания горизонта воды в водомерном колодце. Это же решение можно вести графически, но для экономии места его мы не приводим.

Точность численного или графического интегрирования уравнений зависит в основном от величины промежутка Δt ; чем меньше Δt , тем точнее расчет. Слишком малые значения Δt могут привести

к большому объему вычислительных работ и нецелесообразности пользования указанным методом. Слишком большое значение Δt может привести к искажению кривой колебания горизонта в колодце, так как даже при небольших v , но больших Δt по (18) Δh может принимать значение гораздо больше чем H , что не может соответствовать действительности. Для ориентировочного нахождения значения Δt будем исходить из того, что в конце первого промежутка изменение горизонта воды в колодце должно быть меньше такого же изменения в канале, т. е. $h_1 < H_1$. Разность $H_1 - h_1 > 0$ обуславливается силами инерции и сопротивления.

Подставляя из (17) значение v в (18), найдем:

$$h_1 = \frac{gH_1}{l\sigma} \Delta t^2.$$

Из условия $h_1 < H_1$ найдем:

$$\Delta t < \sqrt{\frac{l\sigma}{g}} = \frac{1}{n} \quad (21)$$

Можно для приближенных расчетов рекомендовать

$$\Delta t = (0.4 \div 0.6) \frac{1}{n}. \quad (21')$$

При короткой соединительной трубе и малых скоростях течения воды в ней (что имеет место в большинстве случаев практики, так как изменение горизонта в канале тоже медленное) потери энергии соответственно малы и ими можно пренебречь по отношению инерционных сил. В таких случаях уравнение (7) упрощается и для рассмотренного выше случая пульсационного колебания горизонта воды H в канале с учетом (6) принимает вид:

$$\frac{d^2h}{dt^2} + n^2h = n^2 A \sin \omega t. \quad (22)$$

Общее решение этого линейного уравнения имеет следующий вид:

$$h = \frac{n^2 A}{n^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{n} \sin nt \right). \quad (23)$$

Так как уравнение (23) по сравнению с (16) значительно проще и удобнее для пользования, то для предварительных расчетов можно рекомендовать его. На рис. 2 для сопоставления даны кривые колебания горизонта воды в колодце, найденные:

- а) с учетом потерь по уравнению (16)-пунктир;
- б) по численному интегрированию — пунктир с точкой;
- в) без учета потерь по уравнению (23)-точечная линия.

Сплошная линия на рисунке соответствует пульсационному колебанию горизонта в канале. Задача определения ε решается подбором. Зная закон пульсационного колебания горизонта в канале, за-

даем значение ε и расчетом находим кривую и амплитуду колебания горизонта в колодце. Если полученная амплитуда не удовлетворяет нас, повторяем расчет для новых значений ε до тех пор, пока получится требуемый результат.

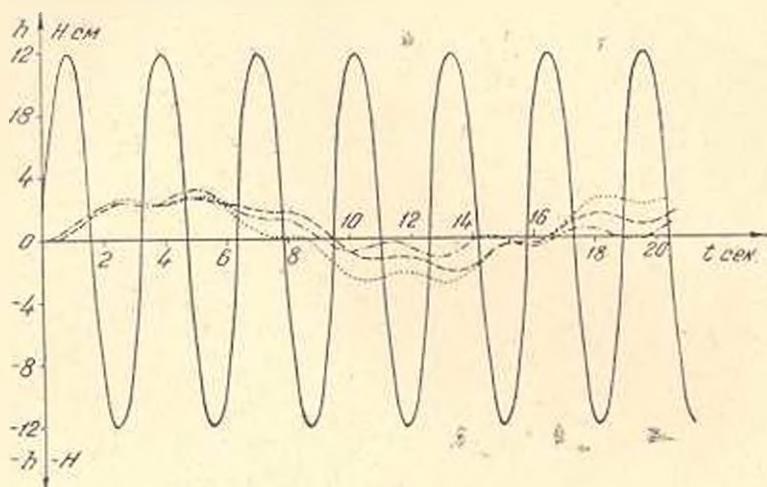


Рис. 2.

Задача выбора ε легко решается в случае небольших потерь в соединительной трубе. Приравнявая в (23) производную h по t нулю, получим

$$\cos \omega t = \cos nt,$$

откуда найдем время, когда h принимает свои экстремальные значения

$$t = \frac{2\pi k}{\omega \pm n}, \quad (24)$$

где $k = 1, 2, 3, 4 \dots$ принимает целые значения.

Подставляя (24) в (23) получим после некоторых преобразований следующие выражения для определения экстремальных значений горизонта воды в колодце

$$\varepsilon = \frac{1}{1-a^2} \left(\sin a \frac{2\pi k}{a-1} - a \sin \frac{2\pi k}{a-1} \right), \quad (25)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1-a^2} \left(\sin a \frac{2\pi k}{a+1} - a \sin \frac{2\pi k}{a+1} \right), \quad (26)$$

где для удобства письма обозначено $\varepsilon = \frac{h_{\text{экстр.}}}{A}$ и

$$a = \frac{\omega}{n} = \frac{2\pi}{T} \sqrt{\frac{cl}{g}} \quad (27)$$

Максимальную амплитуду колебания горизонта воды в колодце при известных наибольшем h_{max} и наименьшем h_{min} , находим по формуле:

$$2 A_{\text{кол}} = h_{\text{max. max}} - h_{\text{min. min}}$$

Анализ уравнений (25) и (26) показал, что указанные экстремальные значения $h_{max. max}$ и $h_{min. min}$ получаются при пользовании вторым уравнением, которое и принимается в основу для дальнейших рассуждений.

При $a = 1$ уравнение (26) дает неопределенность вида $\infty \cdot 0$ при любом значении k , раскрывая которую при помощи подхода Лопиталя получаем, что амплитуда колебания горизонта в колодце с увеличением k (т. е. с увеличением времени t) может бесконечно расти. Следовательно, в данном случае имеет место явление резонанса и поэтому решение дифференциального уравнения (22) в виде (23) перестает существовать. Будем искать частное решение (22) в виде $Ct \cos nt$.

Подставляя это значение в (22), найдем $C = -\frac{nA}{2}$, и общее решение после нахождения постоянных интегрирования будет иметь вид:

$$h = \frac{A}{2} (\sin nt - nt \cos nt). \tag{28}$$

Второй член в правой части этого выражения дает колебания с бесконечно возрастающей амплитудой при $t \rightarrow \infty$, что есть следствие равенства $\omega = n$, т. е. совпадения частот колебаний горизонта в канале и в колодце. Анализируя уравнение (26) при разных значениях a в большом диапазоне, а также пользуясь уравнением (28) для случая $a = 1$, нами найдена связь между величиной a и относительной амплитудой колебания горизонта в колодце $A_{кол} / A$. Данные приведены в табл. 1.

По данным таблицы построен график (рис. 3), который состоит из двух ветвей, соответствующих значениям $a < 1$ и $a > 1$ соответствен-

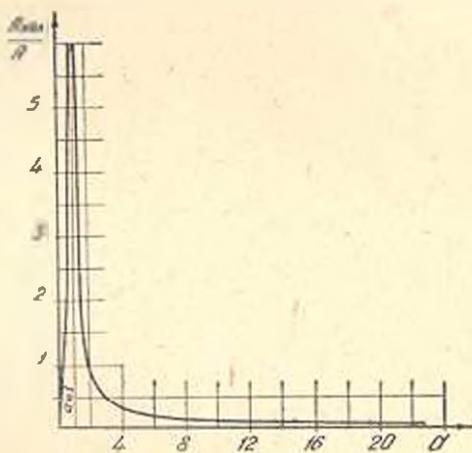


Рис. 3

Таблица 1

a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\frac{A_{кол}}{A}$	0	1,083	1,665	2,500	5,000	∞	5,000	2,500	1,665	1,083	0,866
a	3,0	4,0	5,0	7,0	9,0	11,0	15,0	19,0			
$\frac{A_{кол}}{A}$	0,500	0,317	0,258	0,1668	0,1190	0,1000	0,0715	0,0555			

но и асимптотически приближающихся к линии $a = 1$. Случай $a < 1$ в практике встречается очень редко и поэтому левая ветвь графика

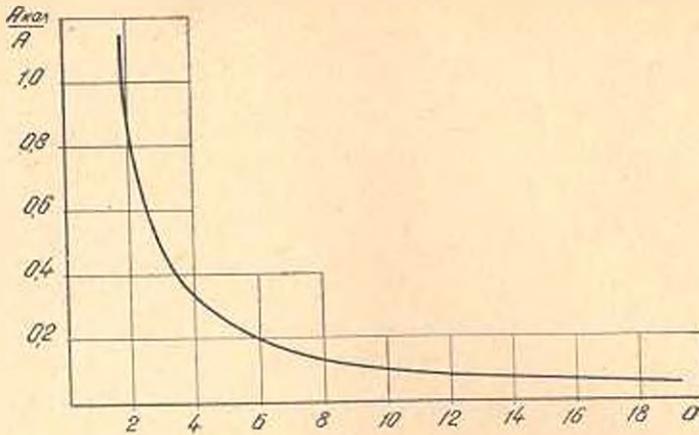


Рис. 4.

практического интереса не представляет. С точки зрения практического применения наибольший интерес представляет нижняя часть правой ветви графика, которая отдельно приведена на рис. 4.

График облегчает нахождение α для заранее заданной точности записи (т. е. амплитуды колебания горизонта воды в колодце). Действительно, задаваясь отношением $A_{\text{кол}}/A$ по графику находим α , а из (27) для известных T и l находим:

$$\alpha = \frac{g}{4\pi^2} \cdot \frac{\alpha^2 T}{l} = 0,248 \frac{\alpha^2 T}{l}. \quad (29)$$

Напомним, что формула (26), по которой построена кривая на рис. 3, выведена при условии пренебрежения силами сопротивления, которые, несмотря на их малую величину, затухающе влияют на колебания в колодце. Следовательно, найденная с помощью графика α имеет некоторый запас.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 26 III 1957.

Բ. Օ. ԵԳԻԶԱՐՅԱՆ

ՋՐԱԶՈՓՈՒԿԱՆ ՀՈՐԵՐԻ ՀԻԳԻԱՎՈՒԿԱԿԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Ո Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Հիդրոմեարիտարում ջրի հորիզոնի աստանձամբ գրի առնելու համար ինքնազիր չափիչ գործիքը տեղափարում են հասակ ջրաչափական հորի մեջ, որի նպատակն է մեղմացնել հորիցոնի պայտայտոն աստանձան ազդեցությունը պրանցման ճշտություն սրտու հորի բնդրախանի կարծածքի մակերևույթի համեմատում հորի ջրանցքի նեղ միացնող խողովակի մակերեսի նեղ չափազանց խոշոր մեծությունն է, և համապատասխանաբար, ջրի շարժման արագությունը խողովակում անհամեմատ մեծ է հորում շարժման արագությունից՝ վերջին հանդամանքը թույլ է ասլիս հիմնական համաարամների ստացման ժա-

մանակ հաշվի առնել հիդրավլիկական կորուստները և իներցիոն ուժերը միայն միացնող խողովակում, որակի ջրի շարժումը ստորալենա է: Ստացված ոչ գծային գիֆերենցիալ հավասարումը (7) բնդհանուր դեպքում չի լուծվում: Օդոտագործելով այն հանդամները, որ հավասարումը ոչ գծային դարձնող

$\left(\frac{dy}{dt}\right)^2$ անդամի է գործակիցը հավասարման մյուս անդամների հետ համեմատած շատ փոքր մեծություն է, ստացված է (7) հավասարման տեսական մոտավոր լուծումը փոքր պարամետրի եղանակով այն դեպքի համար, երբ ջրանցքում ջրի հորիզոնի ստատանոմը կարելի է արտահայտել սինուսոիդի օրենքով (12): Համմանն վերջնական տեսքը արված է (16) բանաձևով:

Պրակտիկայում շատ հաճախ, երբ ջրի հորիզոնի ստատանոմը ջրանցքում գտնվող է կատարվում, հիդրավլիկական կորուստները իներցիոն ուժերի համեմատաբար քիչ են և հնարավոր է հաշվամանրի բնթացքում նրանց արձամարձել: Այդ դեպքի համար գիֆերենցիալ հավասարումը (22) գծային է, իսկ լուծումն աճի բավականին պարզ տեսք (23), որը կարելի է ստաշարել ստատիկ հաշվամանրի նպատակով օդոտագործելու համար:

Այն դեպքում, երբ ջրանցքում ջրի հորիզոնի ստատանոմը սինուսոիդային չէ և չի արտահայտվում մաթեմատիկական որևէ պարզ կապի միջոցով (ինչպես օրինակ ջրանցքում անդամաբաժան ալիքի անցման ժամանակ), հոգվածում ստաշարելիում է ստացված (2) և (3) գիֆերենցիալ հավասարումների թվական լուծման մի բավականին պարզ եղանակ, որի ճշտությունը կախված է միայն ժամանակի համար բնդանվող Δt վերջավոր անի մեծությունից: Ինչքան փոքր է Δt -ն, այնքան մեծ է լուծման ճշտությունը, սակայն մյուս կողմից համապատասխանաբար մեծ է և հաշվային աշխատանքի ծավալը, որը հաճախ չի արգարացվում ստացված ճշտությամբ: Մեծ Δt -ն փոքրացնելով հաշվամանրի ծավալը կարող է բերել ոչ ճիշտ, հաճախ նաև խիստ ազավազված արդյունքների, ուստի անհրաժեշտ է գտնել Δt -ի այն սահմանային մեծությունը, որից բարձր արժեքներ Δt -ի համար վերցնել չի կարելի: Հոգվածում Δt -ի նշված արժեքի որոշման համար գարս է բերված (21¹) բանաձևը: Հավասարումների լուծման տարրեր եղանակների ճշտությունները համեմատելու նպատակով հոգվածում (նկ. 2) բերված են նաև դեպքի համար ջրաչափական հորում հորիզոնի ստատանոմն կորելը՝ ստացված (16) և (23) բանաձևերով և թվական ինտեգրման եղանակով: Չնայած ջրանցքում ջրի հորիզոնի ստատանոմն մեծ հաճախականությամբ, բերված կորելը իրարից բիչ են սարքերվում: Ջրաչափական հորի և այն ջրանցքի հետ միացնող խողովակի մակերևույթի հարաբերությունը՝ ε պետք է բնորոշի այնպես, որ ջրանցքում հորիզոնի պուլսացիոն ստատանոմները չաղղեն ինքնազվի շարիչ դործիքի գրանցման ճշտության վրա: Այն դեպքի համար, երբ հիդրավլիկական կորուստները կարելի է արձամարձել իներցիոն ուժերի հետ համեմատած, (23) բանաձևի անալիզի օգնությամբ հոգվածում ստացված են գրաֆիկներ (նկ. 3 և 4) σ -ի որոշման համար (գրաֆիկներից $\lambda_{\text{ուս}} / \lambda$ նախորդ բնդանվող մեծության համար վերցվում է σ -ն, իսկ (29) բանաձևի միջոցով σ -ն): Եթե հիդրավլիկական կորուստներն զրայի են և արձամարձել չի կարելի, σ -ի որոշումը կատարվում է (16) բանաձևի կամ թվական ինտեգրման օգնությամբ՝ աստիճանական մոտեցման միջոցով: Այդ նպատակով հարկավոր է σ -ի մի շարք արժեքների համար հաշվել ջրաչափական հորում ջրի հորիզոնի ստ-

տանումը և ընտրել Ե-ն, որի գեպքում հորում տատանման ամպլիտուդան հավասարվում է նախորդ ընդունված մեծությանը: Այսպիսի որոշումը շատ մեծացնում է հաշվալին աշխատանքի ծավալը, ուստի և առաջարկվում է բոլոր գեպքերում սղտվել նկ. 3 և 4-ում բերված դրաֆիկներին, որոնք տալիս են Ե-ի արժեքը որոշ պաշարով, ըսնի որ նրանց ստացման ժամանակ հաշվի չեն առնված հորում հորիզոնի տատանումների վրա մարդ ազդեցություն գործող հիդրավիկական կորուսաները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Наставление гидрометрическим станциям и постам. Выпуск 6, часть II, М.-Л, 1945 г.
2. Самописец уровня воды „Валдай“ (модернизированный). Описание и инструкция по эксплуатации. 1953, Рига.
3. *Вольфцун И. Б.* Расчет площади сечения трубы, соединяющей верхний бьеф подоглива с колодезем самописца. Метеорология и гидрология, № 1, 1955.
4. *Чертухов М. П.* Специальный курс гидравлики, М.-Л, 1949.
5. *Крылов Н. М. и Боголюбов Н. П.* Введение в нелинейную механику. Киев, 1937 г.
6. *Duilio Citroni.* Le oscillazioni nei pozzi idrometrici. L'Energia Elettrica, № 11, 1954.

ГИДРАВЛИКА

Б. Л. БУНИАТЯН

ОБ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ В ТРУБОПРОВОДЕ
ПОСЛЕ ЕГО РАЗРЫВА

В в е д е н и е

В практике эксплуатации ГЭС известен ряд случаев разрыва напорных трубопроводов, что наносило большой ущерб станциям, вплоть до их разрушения. Эти разрывы являются следствием того, что трубопровод подвергается воздействию динамических сил. По этой же причине развитие аварии происходит за весьма малый промежуток времени, в результате чего расход воды через место разрыва Q_p достигает значительной величины.

С целью предотвращения катастрофического развития аварии и быстрого прекращения поступления воды из напорной камеры в трубопровод существует несколько способов. Эти способы основаны на использовании изменения перепада давления или скоростного напора между двумя или тремя сечениями трубопровода в случае его разрыва. Однако определение этих перепадов невозможно.

Несмотря на то, что вопрос разработки рациональных методов предотвращения катастрофических последствий разрывов имеет значительную давность, тем не менее, до сих пор нет общего решения задачи и не ясно как изменяется гидравлическая картина движения потока в трубопроводе при его разрыве. Без этого нет возможности получить характеристики защитных устройств.

Если процесс разрыва трубы протекает быстро, то в трубопроводе возникает неустановившееся движение воды [1], так как на участке трубы выше места разрыва расход во времени увеличивается, а на нижнем участке—уменьшается. В какой то момент наступает новый установившийся режим, при котором на первом участке расход будет $Q_1 > Q_0$, а на втором участке $Q_2 < Q_0$, где Q_0 —начальный расход в трубопроводе до разрыва. Исследование указанного выше неустановившегося режима является самостоятельной задачей и здесь этот вопрос не рассматривается. В данной работе делается попытка установить только связь между величинами Q_1 , Q_2 и Q_0 при новом установившемся режиме, а также получить расчетные формулы для построения пьезометрической линии при заданных значениях Q_0 и Q_1 .

*Определение падения давления в трубопроводе
ниже створа разрыва.*

Рассмотрим трубопровод, для которого изменение коэффициента сопротивления ξ по его длине известно (рис. 1). При отсутствии раз-

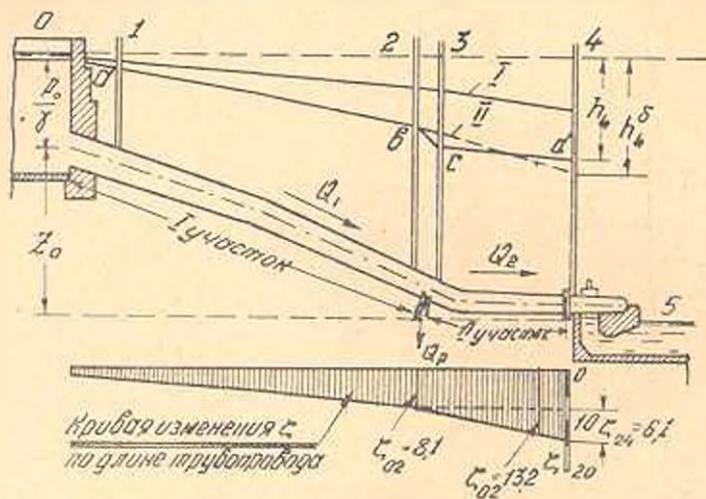


Рис. 1. Схема установки трубопровода с расположением пьезометров.

рыва, пьезометрическая линия, отвечающая известной формуле

$$h = \frac{v_0^2}{2g} (\xi + 1) = \frac{v_0^2}{2g} k, \quad (1)$$

представляется линией I на рис. 1, для которой $k = \text{const}$ и не зависит от v_0 . При увеличении скорости v_0 до v_1 , вызванное увеличением нагрузки на станции пьезометрической линией будет уже линия—II, при которой в пьезометре 4 получим h_4^0 . Если это увеличение скорости является следствием разрыва трубы в створе между пьезометрами 2 и 3, то на первом участке трубы пьезометрической линией будет линия ab , для которой $k = \text{const}$. На участке между пьезометрами 2 и 3 пьезометрической линией будет линия bc , а на втором участке—линия cd , для которых $k \neq \text{const}$, а зависит от v_1 , v_2 и Q_p , в результате чего вместе h_4^0 получим h_4 . По мере увеличения Q_p значения коэффициента k для пьезометра 3— k_{03} , а для пьезометра 4— k_{04} увеличивается. Следовательно, по формуле (1) нельзя построить пьезометрическую линию для нижнего участка трубопровода, поскольку она не учитывает ту часть энергии, которую несет расход Q_p , ибо по закону сохранения энергии на первом и на втором участках трубы имеем:

$$E_1 = E_0 + E_p, \quad (2)$$

где $E_p = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$ — удельная энергия, соответствующая расходу Q_p .

При разрыве трубопровода, на участке 2—3 потери напора будут:

$$h_{23} = E_p + \frac{v_2^2}{2g} \xi_{2 \text{ из}} + \frac{v_2^2}{2g} \xi_{23} + \frac{1}{2} \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \xi_{23}, \quad (3)$$

где ξ_{23} — коэффициент сопротивления на разорванном участке трубопровода до возникновения разрыва, принимаемый неизменным при разрыве;

$\xi_{2 \text{ из}}$ — коэффициент сопротивления, учитывающий изгиб и деление расхода Q_2 на Q_1 и Q_p и являющийся переменной величиной, определяемой экспериментально.

Зависимости между коэффициентом $\xi_{2 \text{ из}} = 2gh_{23}/v_2^2$ и отношением Q_p/Q_2 , а также между коэффициентом $\xi_{1 \text{ из}} = 2gh_{13}/v_1^2$ отношением Q_p/Q_1 , полученные в результате наших экспериментов, приведены на рис. 2.

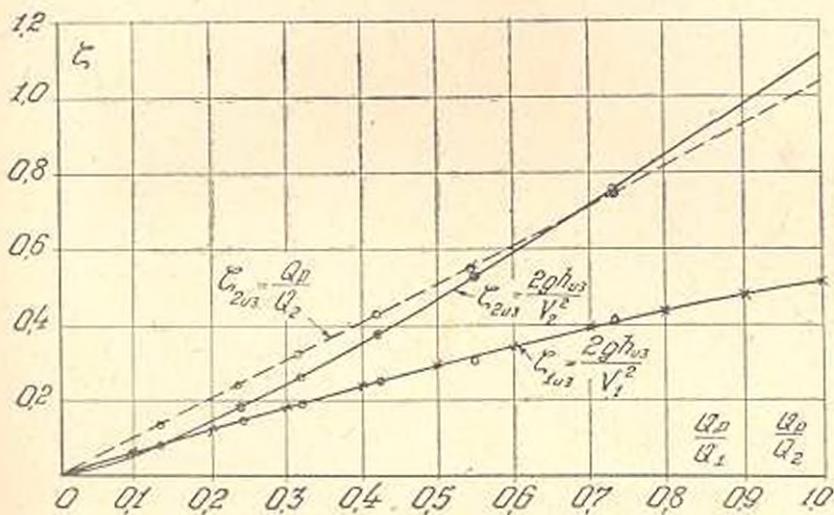


Рис. 2. Кривые зависимости между $\xi_{2 \text{ из}}$, $\xi_{1 \text{ из}}$ и расходов Q_p , Q_1 , Q_2 .

Для установления зависимости между Q_1 , Q_2 и падением давления в любом створе второго участка трубы при заданных значениях Q_p , напишем уравнения Бернулли для створов 0—4 (рис. 1) с учетом (3).

Решая совместно эти уравнения, получим:

$$\begin{aligned} z_0 + \frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \xi_{01} + \frac{v_1^2}{2g} \xi_{23} + \frac{1}{2} \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \xi_{23} + \\ + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \xi_{23} \frac{v_2^2}{2g} = \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь ξ_{01} и ξ_{23} — коэффициенты сопротивления трубопровода на участках 0—2 и 3—4 и для данного трубопровода величины постоянные.

Из уравнения (4) получим падение давления в пьезометре 4:

$$h_4 = \frac{v_1^2}{2g} \left(\xi_{34} + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right) + \frac{v_2^2}{2g} \xi_{34} + \frac{v_1^2}{2g} \xi_{2 \text{ из}} + \frac{v_1^2}{2g} \frac{\xi_{23}}{2} = \frac{v_1^2}{2g} k_{04}, \quad (5)$$

где

$$k_{04} = \frac{v_1^2}{v_2^2} \left(\xi_0 + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right) + \xi_{34} + \xi_{2 \text{ из}} + \frac{\xi_{23}}{2} = (\xi_{04} + 1), \quad (6)$$

и в пьезометре 3:

$$h_3 = \frac{v_2^2}{2g} \left(\xi_{03} + \frac{\xi_{23}}{2} - 1 \right) + \frac{v_1^2}{2g} \xi_{2 \text{ из}} + \frac{v_1^2}{2g} \frac{\xi_{23}}{2} = \frac{v_1^2}{2g} k_{03}, \quad (7)$$

где

$$k_{03} = \frac{v_1^2}{v_2^2} \left(\xi_{03} + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right) + \xi_{2 \text{ из}} + \frac{\xi_{23}}{2} = (\xi_{03} + 1). \quad (8)$$

Пользуясь рис. 2, при заданном Q_p по формулам (6) и (8) легко определяем k_{04} и k_{03} , а затем по формулам (5) и (7) h_4 и h_3 , если известны v_1 и v_2 или Q_1 и Q_2 .

Определение расходов Q_1 и Q_2 .

При отсутствии разрыва статический напор установки равен:

$$H_0 = H_1 + (\xi_{10} + \xi_{01}) \frac{v_0^2}{2g}, \quad (9)$$

где H — напор у турбины;

ξ_1 — к. п. д. турбины;

ξ_{10} — коэффициент сопротивления турбины.

Если обозначить потери напора в трубопроводе через $h_{\text{тп}}$, а потери напора в турбине через $h_{\text{тб}}$, то на основании (9) суммарные потери будут:

$$H_0 - H_1 = H_{\text{тп}} = h_{\text{тп}} + h_{\text{тб}} = (\xi_{\text{тп}} + \xi_{01}) \frac{v_0^2}{2g}.$$

Отсюда

$$\varphi_0 = \frac{V 2gH_{\text{тп}}}{V \xi_{\text{тп}} + \xi_{01}} = \varphi V 2gH_{\text{тп}}, \quad (10)$$

где коэффициент сопротивления турбины — задвижки $\xi_{\text{тб}}$ определяется при подстановке в формулу (10) значений v_0 , $H_{\text{тп}}$ и ξ_{01} , которые имеют место до возникновения разрыва. Обычно станция работает в энергосистеме, поэтому предполагаем, что при разрыве трубопровода открытие турбины не изменяется. Следовательно, $\xi_{\text{тп}} = \text{const}$, а ξ_{01} увеличивается согласно уравнению (6). Увеличение ξ_{01} приводит к уменьшению φ входящее в формулу (10), что вызовет уменьшение v_0 .

Аналогично тому, как это было сделано при выводе формулы (5) напишем уравнение Бернулли для створов 0—5 и включим в последнее из них потери в турбине. Решая эти уравнения совместно, получим:

$$H_r = \frac{v_1^2}{2g} \left(\xi_{02} + \frac{\xi_{23}}{2g} \right) + \frac{v_2^2}{2g} \left(\xi_{31} + \xi_{2 \text{ из}} + \xi_{70} + \frac{\xi_{23}}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} (\xi_{04} + \xi_{70}),$$

где

$$\xi_{04} + \xi_{70} = \frac{v_1^2}{v_2^2} \left(\xi_{02} + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right) + \xi_{31} + \xi_{70} + \xi_{2 \text{ из}} + \frac{\xi_{23}}{2} - 1. \quad (11)$$

Решая совместно уравнения (10) и (11) и учитывая $v_1 = \frac{Q_1}{F}$.

$v_2 = \frac{Q_2}{F}$, получим:

$$Q_2 = \frac{F \sqrt{2gH_{70}}}{\sqrt{\xi_{70} + \left(\frac{Q_2 + Q_p}{Q_2} \right)^2 \left(\xi_{02} + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right) + \xi_{31} + \xi_{2 \text{ из}} + \frac{\xi_{23}}{2} - 1}}. \quad (12)$$

Обычно $\xi_{2 \text{ из}}$ весьма мала по сравнению с остальными членами знаменателя формулы (12), и в практических расчетах ею можно пренебречь или согласно рис. 2 без заметной ошибки принять

$$\xi_{2 \text{ из}} = \frac{Q_p}{Q_2}. \quad (13)$$

Подставляя (13) в (12), после несложных преобразований, получим:

$$Q_2 = \frac{Q_p (2\xi_{02} + \xi_{23} + 3)}{2(\xi_{70} + \xi_{04})} \pm \sqrt{\left[\frac{Q_p (2\xi_{02} + \xi_{23} + 3)}{2(\xi_{70} + \xi_{04})} \right]^2 + \frac{2gH_{70}F^2 - Q_p^2 \left(\xi_{02} + \frac{\xi_{23}}{2} + 1 \right)}{(\xi_{70} + \xi_{04})}}. \quad (14)$$

Если известно место разрыва и начальные режимы движения в трубопроводе, то по формуле (14) можно определить Q_2 при разных значениях Q_p .

Выведенные формулы подверглись экспериментальной проверке на трубопроводе диаметром 0,13 м, вдоль которого коэффициент сопротивления меняется согласно данным рис. 1. При начальном режиме, т. е. при отсутствии разрыва, когда имеем $v_0 = 0,735$ м/сек, $H = 2,75$ м, по формулам (9) и (10) при $\xi_{04} = 14,2$, получаем $\xi_{70} = 85,8$.

При этих данных в случае разрыва, в месте, где $\xi_{04} = 13,2$, $\xi_{02} = 0,14$, $\xi_{31} = 0,81$ формула (14) примет вид:

$$Q_2 = -0,147 Q_p \pm \sqrt{(0,147 Q_p)^2 + \frac{0,0095 - 14,3 Q_p^2}{100}}.$$

В случае разрыва трубопровода в месте, где $\xi_{02} = 8,1$, $\xi_{23} = 0,1$, $\xi_{31} = 6,0$ имеем:

$$Q_2 = -0,096 Q_p \pm \sqrt{(0,096 Q_p)^2 + \frac{0,0095 - 9,1 Q_p^2}{100}}.$$

Задавая значения Q_p , определяем Q_2 , а затем по уравнению неразрывности $Q_1 = Q_2 + Q_p$ находим Q_1 , после чего по формулам (6) и (8) находим k_{04} и k_{03} .

Результаты этих подсчетов представлены на рис. 3, где сплошные линии относятся к случаю разрыва, в месте, где $\xi_{02} = 13,2$, а пунктирные линии — к случаю разрыва в месте, где $\xi_{02} = 8,1$. На этом же рисунке крупными точками нанесены данные экспериментов.

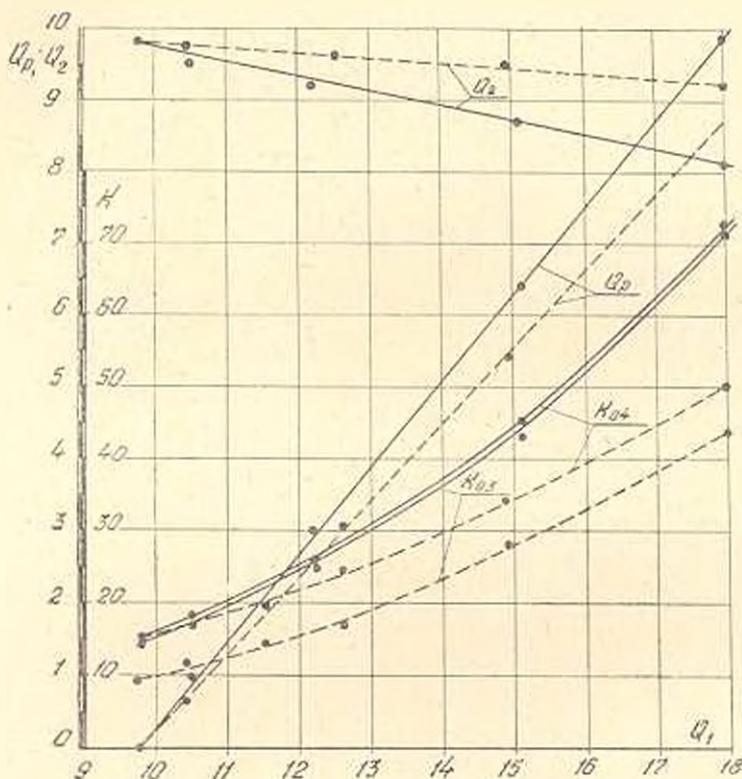


Рис. 3. Сопоставление результата расчетов с экспериментами.

Как видно из рис. 3, результаты экспериментов и расчетов хорошо согласуются. Кроме того, по мере увеличения Q_p , Q_1 увеличивается, а Q_2 уменьшается. При изменении места разрыва, но сохранении того же значения Q_p , соотношение между Q_1 и Q_2 изменяется. Во всех этих случаях расход Q_1 значительно больше изменяется, чем расход Q_2 , то есть при больших значениях Q_p , Q_2 уменьшается очень мало.

Таким образом, имея размеры трубопровода и расход через него до возникновения разрыва, по формулам (14), (5), (6), (7) и (8) можно определить расходы в трубопроводе выше и ниже створа разрыва, а также напор у турбины и построить пьезометрическую линию по всей длине трубопровода, то есть определить все гидравлические параметры трубопровода и мощность турбины при новом установившемся режиме.

На рис. 3 видно, что при увеличении расхода Q_1 от $Q_1 = Q_0$ до $Q_1 = 1,7 Q_0$, Q_2 уменьшается всего на 4%, следовательно в этих пределах без заметной ошибки можно принять $Q_2 = \text{const}$ и определить изменение во времени Q_1 .

Выведенные расчетные формулы дают возможность, с достаточной точностью, определять гидравлические параметры трубопровода после его разрыва в любом месте, установить качественные и количественные характеристики защитных устройств, основанных на изменении перепада давления между отдельными сечениями трубопровода, а также уточнить условия их практического применения. Эти же формулы позволяют произвести анализ новых дифференциальных схем защитных устройств, предназначенных для быстрого прекращения поступления воды из напорной камеры в трубопровод.

Водно-энергетический институт

АН Армянской ССР

Поступило 13 IV 1957

Ր. Լ. ԲԱՆՆԻՔՅԱՆ

ՀԱՍՏԱՏՎԱԾ ԵԱՐԺՈՒՄԸ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱԿՐՈՒՄ ԵՐԱ ՊԱՏՈՎԵԼՈՒՅ ՀՆՏՈ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Նիդրոփալանի ճնշման խողովակաշարի պատովելու հետևանքով առաջացած աղետները կանխելու համար անհրաժեշտ է ջրի մուտքը զեպի խողովակաշար արուղի փակել: Այդ իրադարձելու նպատակով նախկինում առաջարկվել են մի շարք մեխոդներ, որոնք հիմնված են խողովակի պատման զեպում, նրա մեջ առաջացած ճնշման, կամ հոտոդ ջրի արագության փոփոխությունների օգտագործման վրա:

Չնայած նրան, որ ինչպես հիշյալ մեխոդները, այնպես էլ նոր, ավելի կատարելագործված մեխոդների մշակման հարցը ունի բավականի մեծ վաղեմություն, բայց, այնուամենայնիվ, այն զեպ մնում է չլուծված և նույնիսկ պարզ չէ. թե խողովակաշարի պատովելուց հետո նրանում ինչպիսի հիդրավիկական փոփոխություններ են առկա ունենում:

Սույն հոդվածում նպատակ է դրվում որոշել խողովակաշարի պատոված հատվածից վերին և ներքին մասերում եղած ջրի ելքերը, կառուցել ճնշման կ որը ամբողջ նրա երկարությունը և գտնել մյուս բոլոր Նիդրոփալանի կական մեխոդներին ա ազդեցությունը հոտությունը, խողովակաշարի պատովելուց հետո նրանում ստեղծված նոր հաստատված շարժման ուղիները:

Դրված խնդրի լուծման համար, հոդվածում կիրառելով ելքերի և նրանց էներգիաների անխզելիության օրենքը Բերնուլլիի հավասարման միջոցով արժարժվել են (5), (6), (7), (8) և (12) բանաձևերը, որոնցով կարելի է խողովակաշարի ցանկացած հատվածի պատովելու և նրանից պարս ժաշկբաժ որոշակի ելքի զեպում գտնել խողովակաշարի երկու մասերում եղած ելքերը և կառուցել ճնշման կ որը նրա ամբողջ երկարությունը:

Հիշյալ բանաձևերից ստացված հաշվալից արժեքների նշգրտությունը ստուգելու նպատակով կատարված են լաբորատոր փորձեր, որոնցից ստացված արդյունքները համեմատվել են հաշվալիցների հետ: Այդ համեմատությունը ցույց է տվել, որ 3-ամ. որոնցից երեւո՞ւմ է, որ փորձից ստացված արդյունքները (կետերը) լիովին համընկնում են հաշվալից արդյունքների (կորերի) հետ, նեոնաբար, առաջարկվող բանաձևերը կարելի է կիրառել պրակտիկ հաշվումների համար:

Որոշելով այդ հիշքերն ու նշման կորը, կարելի է գտնել խողովակաշարի ցուրր հիդրավլիկական մեծություններն ու պրեզատի հզորությունը և գնահատել խողովակաշարի արագ փակման այս կամ այն մեթոդը, բացահայտելով նրանց աշխատանքային ընդլիճն ու գործողության սահմանները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мостков М. А. Некоторые задачи разрыв в трубопроводе. Труды Энергетического института АН Грузинской ССР. Вып. XIX, Тбилиси, 1953.

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

К. Х. ОВСЕПЯН

О РАСЧЕТЕ СБРОСОВ И НАБРОСОВ НАГРУЗКИ
ПРИ ИЗОЛИРОВАННОЙ РАБОТЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Гидроэнергетическая система объединяет в единый комплекс элементы, обеспечивающие непрерывный процесс производства, распределения и потребления электрической энергии. Таким образом, в энергетическую систему объединяются все элементы, находящиеся по пути передачи энергии, начиная с подводящих воду труб и кончая электродвигателями и другими потребителями. По этой причине при анализе работы гидроэлектрической системы в общем случае должны быть одновременно рассмотрены электромагнитные, электромеханические, механические и гидромеханические процессы. В настоящее время большое значение приобретает исследование режимов, в которых резкое изменение мощности нагрузки генераторов приводит как к электромагнитным и электромеханическим, так и к гидромеханическим и механическим процессам. Основной причиной возникновения переходных режимов в энергетических системах являются очень быстрые изменения электрической нагрузки. Возникновение толчков нагрузки может быть обусловлено обычными эксплуатационными изменениями режима.

Однако, наиболее резко толчки нагрузки проявляются при следующих случаях: внезапный скачок нагрузки; короткое замыкание; отключение линии; отключение машины. Трудности, возникающие при решении обобщенной задачи, велики. Отчасти она заключается в недостаточной практической изученности вопроса, так как экспериментальное исследование в натуре на действительных энергосистемах, благодаря трудности проведения опытов во время эксплуатации, с выделением отдельных факторов, очень немногочисленны. Аналитическое же исследование поведения гидроэлектрической системы при переходных процессах сложно. Наиболее общий метод, принятый при указанных расчетах, является численное интегрирование дифференциальных уравнений. Однако соответствующие расчеты получаются трудоемкими и не гарантируют от накапливающейся от интервала к интервалу ошибки. Работ, посвященных такому комплексному рассмотрению вопроса, мало [1, 2, 3]. Необходимо, однако, отметить, что разработка комплексной теории переходного процесса в гидроэнергосистеме с участием гидравлических и гидромеханических явлений по

существо только начинается. Она стала настоятельной необходимостью в связи с развитием энергосистем и передачей электрической энергии на дальние расстояния.

Вопросы расчета неустановившихся режимов силового узла гидроэлектростанции тесно связаны с определением временной неравномерности или необходимых маховых масс агрегата. Вопрос об определении фактической временной неравномерности хода агрегата при сбросах и набросах нагрузки привлекает внимание исследователей давно, однако, до настоящего времени мы не имеем метода, который можно было считать учитывающим достаточно точно все факторы. Прежде всего большинство авторов исходит из линейного закона действия регулятора скорости. Задать закон регулирования в такой форме можно только тогда, когда скорость движения поршня не зависит от положения иглы золотника, то есть когда процесс регулирования происходит при полностью открытых золотниковых окнах. Полное же открытие золотниковых окон регулятора достигается только в случае значительного изменения скорости вращения. Вообще говоря, условие полного открытия золотниковых окон еще не является достаточным для того, чтобы заранее задать закон регулирования, так как последнее зависит также от усилия, которое должен преодолеть сервомотор. Это усилие зависит от значения гидравлического удара, который в свою очередь зависит от скорости движения поршня и от изменения скорости вращения турбины. Поэтому, очевидно, что закон регулирования турбины не может рассматриваться как заранее заданный. Он может быть выявлен только в результате совместного решения уравнения отдельных звеньев.

Уточнение расчета временной неравномерности посредством учета гидравлического удара встречает большие трудности и поэтому вопрос в основном сводился к внесению поправок в следующую формулу:

$$S_{\text{unc}} = \frac{185 N T_s}{GD^2 n^2} = A \frac{T_s}{T_s} \quad (1)$$

Проведенное И. В. Егiazаровым [5] сравнение поправок, предложенных различными специалистами, указывает на существенное расхождение. Первая попытка учесть характеристику нагрузки принадлежит Кайру, но практическая ценность этой работы мала, так как она не учитывает влияние гидравлического удара. И. В. Егiazаров в 1937 г. предложил новую формулу для определения временной неравномерности хода агрегата с учетом влияния гидравлического удара и влияния оборотной характеристики турбины через разгонное число оборотов. Е. Ф. Гурбич [7] в 1949 г. дал метод графического решения задачи, предполагающей непосредственное использование универсальной характеристики турбины в графической форме. Ранее Е. Ф. Гурбича, М. А. Мостков [8] подошел к этому вопросу аналитически, но отсутствие достаточных данных по характеристикам турбин

не позволило ему получить обоснованное аналитическое выражение характеристики турбины и заставило принять ряд допущений при интегрировании уравнения вращения ротора машины. Эта попытка является, настолько нам известно, первой в направлении аналитического определения временной неравномерности хода гидроагрегата. Работы Г. И. Кривченко и А. А. Башкирова [10] по содержанию близки друг к другу. Применяемый ими энергетический метод введения поправок на гидравлический удар логически гораздо более правилен, чем все иные приемы. В. И. Иванов аналитически вывел выражение, заменяющее элементарную формулу (1). В полученных им выражениях [11] учитывается как форма моментных характеристик турбины различной быстроходности, так и форма ударной волны при некоторой ее схематизации.

Основные уравнения силового узла гидроагрегата. Уравнение движения вала агрегата пишется в виде:

$$Jp\omega = M_T - M_G,$$

где J — момент инерции агрегата;
 ω — угловая скорость вращения агрегата;
 M_T — момент, развиваемый турбиной;
 M_G — тормозной момент генератора;
 p — оператор дифференцирования.

Для гидравлических турбин момент движущих сил зависит от угловой скорости вращения агрегата ω , положения регулирующих органов, т. е. поршня сервомотора h , величины напора H .

$$M_T = M_T(\omega, h, H).$$

Разлагая в ряд это выражение и ограничиваясь первыми членами, можем написать:

$$M_T = M_{T0} + \left(\frac{\partial M_T}{\partial h}\right) h_m \zeta + \left(\frac{\partial M_T}{\partial \omega}\right) \omega_0 S + \left(\frac{\partial M_T}{\partial H}\right) H_0 \zeta + \dots$$

Исследование зависимостей вида

$$M_T = f(h), M_T = f(\omega), M_T = f(H)$$

для гидротурбин типа Ф 53, Ф 83, Ф 110, Ф 120, Ф 130, Ф 140, К 70, П 60 показывает, что их можно с малой погрешностью линеаризовать в области рабочей зоны.

На основании сказанного уравнение момента турбины можем записать в следующем виде:

$$M_T = M_{T0} + k_2 h_m \zeta + k_1 \omega_0 S + k_4 H_0 \zeta. \quad (2)$$

Известно, что между частотой и величиной, необходимой располагаемой мощности, существует зависимость

$$\frac{P_{г.1}}{P_{г.2}} = \frac{f_1^n}{f_2^n},$$

где n — колеблется в пределах 1 + 2.

При $n = 1$ имеем $M_r = \text{const}$, т. е. изменение частоты не влияет на тормозной момент генератора.

При $n = 2$ тормозной момент генератора будет равен

$$M_r = k f. \quad (3)$$

Эта зависимость является более общей и ее мы принимаем при исследовании временной неравномерности.

На основании изложенного можем записать следующее уравнение момента генератора:

$$M_r = M_{r0} + k_2 c \Delta\omega. \quad (4)$$

Произведение $k_2 c$ является угловым коэффициентом частотной характеристики нагрузки.

Загрузка генератора характеризуется коэффициентом c_0 до скачка нагрузки и коэффициентом c_1 после скачка нагрузки.

При $c = 1$ и при ω_0 момент генератора равен номинальному:

$$M_{r, \text{ном}} = k_2 \omega_0.$$

Для режима предшествующего скачку нагрузки момент сопротивления выразится:

$$M_{r, 0} = k_2 c_0 \omega_0,$$

а в первый момент после изменения нагрузки

$$M_{r0} = k_2 c_k \omega_0.$$

В последующие моменты после изменения нагрузки выражение (4) можно записать:

$$M_r = M_{r, 0} + k_2 c_k \Delta\omega$$

или в относительных величинах

$$M_r = M_{r0} + k_2 c_k \omega_0 S. \quad (5)$$

Подставляя выражение моментов турбины и моментов генератора в основное уравнение и обозначая через

$$\lambda = c_k - c_0,$$

получим:

$$\frac{J \omega_0}{k_2 h_M} S' = \mu + \frac{(k_1 - k_2 c_k) \omega_0}{k_2 h_M} S + \frac{k_1 H_0}{k_2 h_M} \zeta + \frac{M_{r0}}{k_2 h_M} \lambda$$

или

$$T_a S' - H S - \tau \zeta = \mu + \lambda a. \quad (6)$$

В установках, когда длина проточной части турбинного блока мала, гидравлический удар можно приближенно рассматривать как жесткий удар.

Уравнение жесткого гидравлического удара обычно записывают в такой форме:

$$-\zeta = T_1 \frac{dQ}{dt}, \quad (7)$$

где $T_1 = \frac{LQ}{gH\omega_1}$ — имеющая размерность времени, называется постоянной времени трубопровода.

Расход Q через турбину и трубопровод определяется напором и величиной открытия направляющего аппарата. С известными допущениями всегда принимается, что величина расхода через направляющий аппарат гидротурбины прямо пропорциональна относительному открытию и корню квадратному от напора. Последнее обстоятельство дает возможность пренебрегать влиянием повышения давления на увеличение расхода по сравнению с влиянием изменения открытия при исследовании временной неравномерности.

В силу сказанного (7) записываем в следующем виде:

$$T_s \left(\frac{\partial Q}{\partial H} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial \mu} \frac{d\mu}{dt} \right) = -\zeta.$$

Пренебрегая первым членом заключенным в скобки уравнение трубопровода записываем в следующем виде:

$$T_s k \frac{d\mu}{dt} = -\zeta. \quad (8)$$

Уравнение автоматического регулятора скорости имеет вид [12]:

$$\mu (T_s^2 p^2 + T_s p + \sigma) \left[T_s p + \frac{(T_s p + i) \beta}{T_s p^2 + T_s p + 1} \right] = -S. \quad (9)$$

В предположении отсутствия гибкой обратной связи и учета массы маятника уравнение принимает следующий вид:

$$\mu = \frac{-S}{T_s \sigma p + \varepsilon}, \quad (10)$$

где μ — относительное открытие направляющего аппарата;

S — относительное изменение скорости вращения;

T_s — время закрытия направляющего аппарата;

σ — неравномерность маятника;

ε — неравномерность регулятора скорости.

Определение временной неравномерности. Решая совместно уравнения (6), (8) и (10) получаем выражение для определения скорости гидроагрегата:

$$S(t) = \frac{\alpha k \varepsilon}{1 - \theta \varepsilon} [1 + D \sin(\beta t + \gamma) e^{-\alpha t}], \quad (11)$$

где

$$\alpha = \frac{T_s \varepsilon - T_s \theta \varepsilon - T_s k \varepsilon}{2 T_s T_s \sigma}, \quad (12)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_s T_s \sigma} - \alpha^2}, \quad (13)$$

$$D = \sqrt{1 + \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_s \sigma} - \alpha \right)^2}. \quad (14)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{-\beta}{\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_n \varepsilon} x} \quad (15)$$

Максимальное отклонение скорости агрегата при скачках нагрузки определяем по формуле (12) при $t = t_{\max}$.

Время t_{\max} , в течение которого изменение скорости агрегата достигает наибольшего значения, определяется из выражения

$$t_{\max} = \frac{1}{\beta} \operatorname{arctg} \frac{\beta}{x \frac{\varepsilon}{T_n}} \quad (16)$$

Анализ полученной формулы. Полученная формула (12) удовлетворяет граничным условиям задачи при $t = 0$ и $t = \infty$.

Сравним полученную нами формулу (15) с выражением (1) в предположении $T_T = 0$, $\theta = 0$ и $\varepsilon = 0$.

С учетом указанных допущений (11) принимает вид:

$$S_{\max} = a \cdot \sqrt{\sigma} \sqrt{\frac{T_n}{T_n}} \quad (17)$$

Сопоставляя (1) и (17) можно отметить, что S_{\max} пропорционален не отношению $\frac{T_n}{T_n}$, а корню квадратному из них.

В уравнении (6) был введен коэффициент самовыравнивания θ , который можно написать в следующем виде:

$$\theta = \theta' + \theta'' = \frac{\omega_0}{M_{T, \max}} k_1 + \frac{\omega_0}{M_{T, \max}} k_2 c \quad (18)$$

При отсутствии моментных характеристик в первом приближении

$$k_1 = -\frac{M_{T, \max}}{\omega_{\text{н.к.}} - \omega_0} \quad (19)$$

$$k_2 = \frac{M_T}{\omega_0}$$

В силу (19) из (18) получим:

$$\theta = \theta' + \theta'' = \frac{\omega_0}{\omega_{\text{н.к.}} - \omega_0} - a c k \quad (20)$$

Экспериментальное исследование. Для проверки полученных формул и выражений сделаны аналитические расчеты по параметрам динамической модели ВЭНИ и полученные результаты сопоставлены с данными опыта, проведенным на той же модели.

Расчеты выполнены как совместным численным решением уравнений отдельных элементов системы, так и существующими и вышеполученными формулами.

Основные данные агрегата следующие:

$$\begin{aligned}
 p &= 6,25 \text{ ква.}, \quad U = 220 \text{ в.}, \quad n = 1000 \text{ об/м.} \\
 J &= 0,426 \text{ кг.м. сек.}, \quad k_1 = -0,036 \text{ кг.м. сек.} \\
 k_2 &= 0,062 \text{ кг.м./м.м.}, \quad k_3 = 0,0595 \text{ кг.м. сек.} \\
 T_1 &= 5 \text{ сек.}, \quad T_2 = 9,4 \text{ сек.}, \quad T_3 = 0,41 \text{ сек.}
 \end{aligned}$$

Совместным решением (6) и (9) получим

$$S = [0,0521 + 0,187 e^{-0,662t} - e^{-0,407t} \cdot (0,161 \cos 0,662t + 0,194 \sin 0,662t)] \lambda.$$

Для случая наброса нагрузки формула И. В. Егизарова имеет вид:

$$S_{\text{нб}} = 185000 \frac{N_p T_k \lambda^2}{GD^3 \pi^2} \cdot \frac{1}{1-k''}$$

Численное значение коэффициента k'' , учитывающее самовыравнивание нагрузки, рекомендуется брать равным 0,15.

Для гидроагрегатов с характеристиками тихоходных радиально осевых гидротурбин формула В. И. Иванова пишется:

$$S_{\text{нб}} = z_m \left[1 - e^{-\frac{M_k T_k}{2J} (\omega_0 + \omega)} \right]$$

где

$$z = \frac{\omega_{\text{н.к.}} - \omega_0}{\omega_0} = 0,8.$$

Расчет ведем также по предложенной формуле (11), предварительно определив коэффициенты α , β , γ , D , $t_{\text{нб}}$ по соответствующим выражениям.

Результаты расчетов по всем вышеприведенным формулам представлены в таблице 1 и на рис. 1 и 2. Эксперименты проводились на динамической модели ВЭИИ с учетом самовыравнивания турбины, нагрузки и действия автоматического регулятора скорости по параметрам приведенного примера.

Сопоставляя расчетные и экспериментальные данные можем отметить, что расчеты по численному решению уравнений дают результаты, практически совпадающие с данными экспериментов. При расчете же по предлагаемой формуле имеем небольшие расхождения, которые лежат в пределах точности расчетов.

Кроме указанных опытов на модели исследовался максимум временной неравномерности при сбросах нагрузки. Эксперименты были проведены с целью изучения влияния постоянной времени серводвигателя, постоянной инерции и коэффициента сброса на максимум временной неравномерности. Опыты проведены для следующих значений переменных: $T_1 = 2; 4; 6; 8; 10 \text{ сек.}$ $T_2 = 6; 6,5; 7,6; 8,2; 9,3 \text{ сек.}$

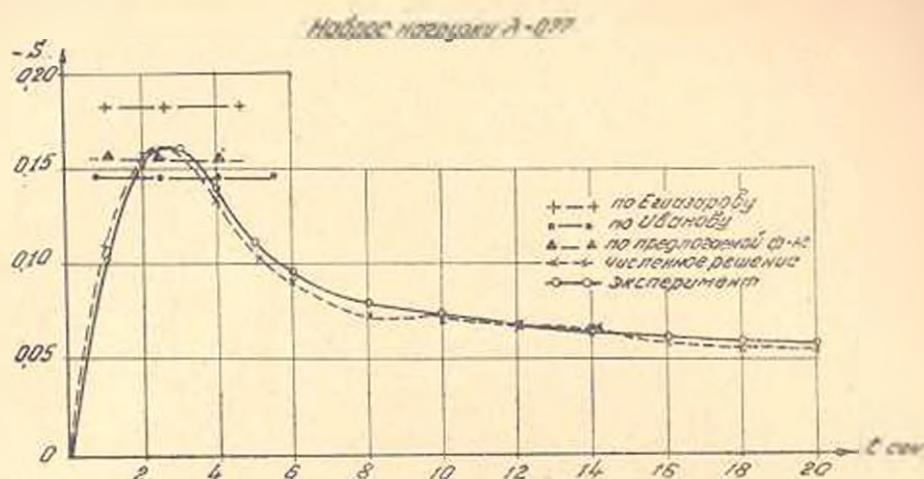


Рис. 1.

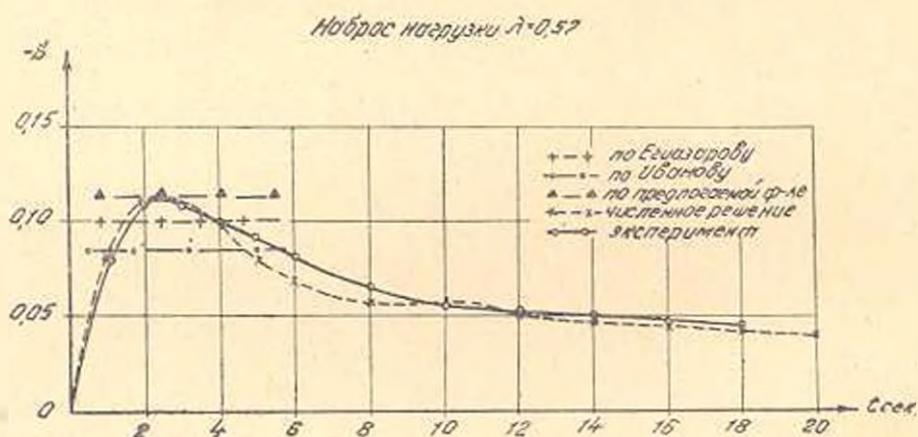


Рис. 2.

Таблица 1

Результаты	$\lambda = 0,77$		$\lambda = 0,57$	
	S_{\max}	ошибка %	S_{\max}	ошибка и %
Численного решения	0,160	0,0	0,114	+ 3,6
Формулы Егиззарова	0,183	+14,5	0,10	-10,0
Формулы Иванова	0,145	-9,4	0,085	-13,6
Предлагаемой формулы	0,165	-3,1	0,115	-1,5
Опыт	0,160	0,0	0,110	0,0

$\lambda=0,77; 0,57$. Расчеты проведены для тех же значений T и λ , но при $T_0=6$ и $9,3$ сек. Как опыт, так и расчеты (рис. 3 и 4) показывают, что эта зависимость нелинейная и имеет характер

$$S_{\max} = k \left(\frac{T_s}{T_0} \right)^n$$

Для наглядности и для возможности сравнения теоретической и опытной зависимости, проведен подбор эмпирической формулы для случая $\lambda = 0,77$ по известному методу [13], в результате чего получено выражение:

$$S_{\max} = 0,254 \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{0,517} - 0,025. \quad (22)$$

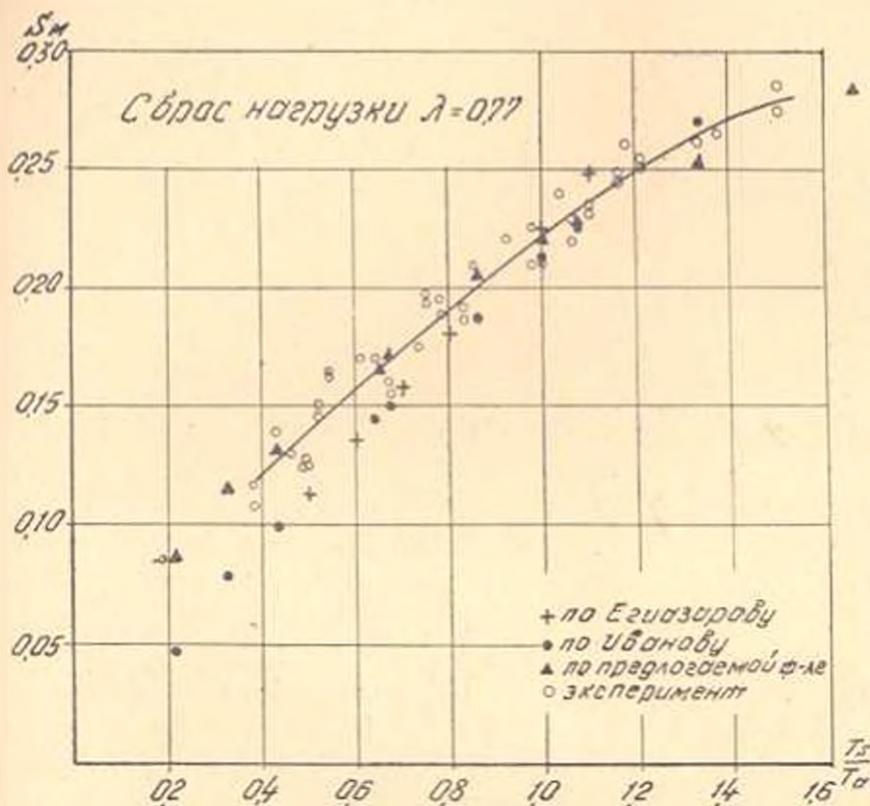


Рис. 3.

На основании опытных данных на рис. 5 дана зависимость

$$S_{\max} = f \left(\sqrt{\frac{T_2}{T_0}} \right).$$

Из этих кривых видно, что эта зависимость линейная, за исключением начальной ее части. Указанные отклонения нами объясняются нечувствительностью и запаздыванием автоматического регулятора скорости. Опытные исследования, а также формулы (17) и (22), рис. 5 показывают, что максимум временной неравномерности гидроагрегата находится в линейной зависимости от параметра $\sqrt{T_2/T_0}$. На рис. 6, по оси абсциссы отложены значения S_{\max} согласно опытам, а по оси ординат — результаты теории. Степень отклонения отдельных точек от диагональной линии, проведенной под углом 45° , показывает отклонение расчетных величин от результатов, полученных по опыт-

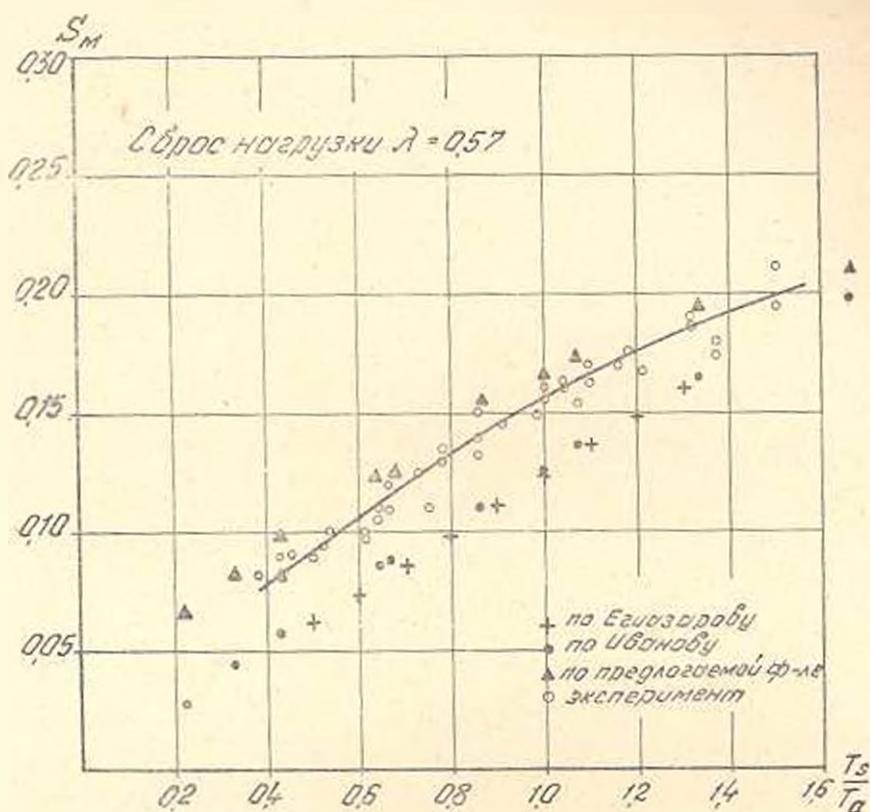


Рис. 4.

ным данным. Так же как и на предыдущих графиках расчетные значения существующих формул дают большие отклонения при малых значениях $S_{\text{макс}}$. Наименьшее расхождение получается между опытными данными и предлагаемой формулой.

В ы в о д ы

На основании анализа работы гидроагрегата с учетом жесткого гидравлического удара, автоматического регулятора скорости и саморегулирования турбины и нагрузки получена формула для расчета временной неравномерности. Эта формула дает возможность достаточно просто и точно определить как максимальную временную неравномерность, так и рассчитать весь переходный процесс с учетом вышеуказанных факторов.

Анализ полученных выражений дает возможность более четко выявить влияние отдельных параметров и получить новые соотношения между ними. Сопоставление результатов предлагаемой формулы с результатами расчетов по наиболее распространенным формулам и дан-

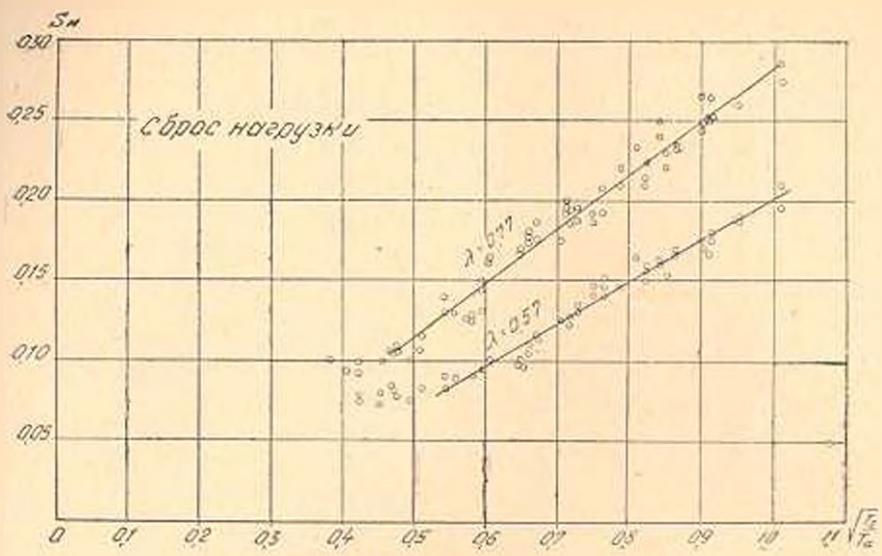


Рис. 5.

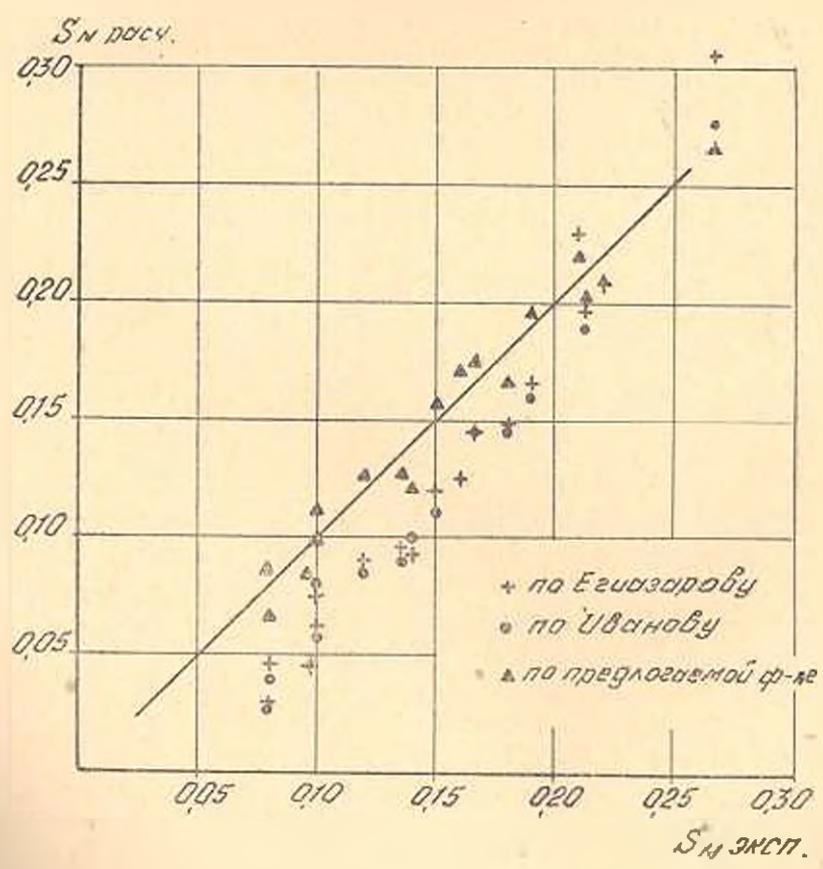


Рис. 6.

ным и многочисленных опытов на динамической модели показывают преимущество предлагаемой методики.

Водно-энергетический институт
АН Армянской ССР

Поступило 15 IV 1957

Կ. Խ. ՕՎՍԵՊՅԱՆ

ՄԵԿՈՒՍԱՑՎԱԾ ԱՇԽԱՏՈՂ ՀԻՊՐՈԱԳՐԵԳԱՏԻ ՎՐԱ ԲԵՌՆՎԱԾՔԻ
ԻՋՅՑՄԱՆ ԵՎ ԲԱՐՁՐԱՅՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՄԱՍԻՆ

Ու մ փ ո փ ո ռ լ մ

Հիպրոէնկերգոսիտակմաների դարգուցման հետ ափելի և սփելի մեծ նշանակություն է ստանում նրանց աշխատանքային աֆն սեփիմների ուսումնասիրությունը, սրանք սիտակմին բերում են ինչպես էլեկտրատապանիտակման և էլեկտրամեխանիկական, այնպես էլ հիպրոմեխանիկական և հիպրավիկական ոչ ստացիոնար պրոցեսներին:

Այդ պրոցեսները արդյունք են էներգոսիտակմի բնավածություն հանկարծակի փոփոխման և տարածվում են սիտակմի կազմող բոլոր էլեմենտների մեջ, սկսած էլեկտրակարանի ճնշման խողովակաշարից մինչև էներգոսապատիչը, երևույթի արդյունքի տարածման հասանքով ոչ ստացիոնար պրոցեսներին ուսումնասիրությունները պետք է կատարվեն կոմպլեքս ձևով, սրպեսզի հնարավոր լինի հաշվի առնել սիտակմի կազմով բոլոր էլեմենտների փոխադարձ ազդեցությունը երևույթի և միմյանց վրա:

Եման կոմպլեքս ուսումնասիրությունները կապված են մի շարք դժվարությունների հետ, ոչնչ է՝ չկան թափական թվով էքսպերիմենտալ տվյալներ, իսկ տնայիտիկ ուսումնասիրությունը ոչ ստացիոնար սեփիմների մասնակցի շատ բարդ է և հաճախ անհաղթանարելի:

Ամենարնոցհանար մեթոդը, որը բնորոշված է հիպրոէնկերգոսիտակմում ոչ ստացիոնար պրոցեսները հաշվելու համար, դա երևույթը արտահայտող գիֆերենցիալ համասարամանրի թվային ինտեգրումն է ըստ ժամանակի ինտերվալի: Հաշվային առջ մեթոդը նախ շատ աշխատատար է և ապա հնարավոր չէ խոստովել ինտերվալից ինտերվալ կատակիտոլ սիտացիոն:

Հիպրոէլեկտրակարանի առաջին հանգույցին ոչ ստացիոնար սեփիմների հաշվարկները սերտ կապված են ժամանակավոր անհավասարաչափություն կամ ազդեցության թափաքի մոմենտար սրոշելու հետ:

Ժամանակավոր անհավասարաչափություն հարցը վազուց է զրտվում հետադատողների աշարքությունը, բայց մինչև հիմա չառնենք մի մեթոդ, որը կարելի ցիներ համարելու թափարար:

Եերկա հոդվածում ուսումնասիրվում է սիտակմից մեկուսացված աշխատող հիպրոսպրեկատի բնթայրը՝ նրա բնոի հանկարծակի փոփոխման դեպքում: Եհնելով մեքենաների բնոցհանար գինամիկական համասարամից, ստացված է հիպրոսպրեկատի (6) համասարամը, որը հաշվի է առնում հիպրոսարբինայի և բնոի բնոթողները:

Համարուող քառնաթիվ արդ համարարումը ոչ ստանդարտան ճնշման խոզք-
 զանադարի (8) և աղքեղաաթի սրտաքաննրի արադաթքան սվտամաաթի կանո-
 նաթրիչի (10) հաթաարամաննրի հետ, ստադքամ է հաշվաթին քանաձև (11),
 որոթ կարելի է հաշվիչ հոսանքի հաձաթաաթանաթքան կամ սրտաման արադա-
 թքան քաթաթաթաթաննրը քաթ ժամանակի:

Պատման արադաթքան կամ հաձաթաաթանաթքան քաթաթաման ժաթաթաթաթ
 արժեքը որոշքամ է հիմնաթան (11) քանաձևոթ ժամանակի է_{սԾԿԵ} արժեքի
 զեպքոթմ, որը և որոշքամ է (16) քանաձևոթ:

Ստադքամ քանաձևնրի ճշտաթքանը ստադքեթա համար կաաարքամ է
 սեևաթան և քաթաթանաթան աթքաթեթի համեմաաթաթքան:

Աղքաթի համեմաաթաթքաննր կաաարելը: համար, հիմք ընդքանելոթ
 Ջրա-էնթրեթիթի ինտաթաթաթի զեևաթիթի ժաթելի սրաթանաթրերը, կաաարքամ
 են ձի շարք անաթիաթի հաշվոթմաննր, որոնքից ստադքամ արդքանքնրը հա-
 մեմաաթաթամ են աղ հոսլն ժաթելի վրա կաաարքամ քաթաթերից ստադքամ ար-
 դքանքնրի հետ:

Հիշքաթ հաշվոթմաննրի և քաթաթերի արդքանքնրը քելքամ են N 1 աղքա-
 սաթամ ո ս նկ. 1 և 2-ամ: Համեմաաթաթքամ աղ աթքաթնրը, կարելի է նշել, որ
 հիդրաաղքեղաաթի ստանձին հանդադքնրի համար ստադքամ հաթաաարամաննրի
 թքաթին ինաեղքաման արդքանքնրը համքննրոթ են քաթաթից ստադքամաննրին,
 իսկ (16) քանաձևոթ ստադքամ արդքանքնրի ճշտաթքանը աթիլի քաթաթ է. քան
 սաթաթարար թադքաթքամ է աղքաթի հաշվոթմաննրի ժամանակ: Կոթքաթան
 տնեղոթ մքաթ քանաձևնրը սաթիս են աթելի մեձ սթաթ, քան (11) քանաձևնր:

Ստադքամ քանաձևնրը ստադքելա համար, քաթի վերք նշքամ հաշվոթմ-
 ներից ա քաթաթերից, կաաարքամ են նաև աղքեղաաթի սրտաման ժաթաթաթաթ
 անհաթաաթաթաթաթաթաթաթ էքաթերիթեևաաթ հետադաաթաթքաննրը, նքաթ քեթի
 հանկարթակի իջեքման զեպքոթմ, նկ. 3, 4, և 5-ամ քելքամ են աղ զեպքի
 էքաթերիթեևաաթ և հաշվաթին աթքաթնրը, որոնքից երեթմ է, որ քմադքաթմ
 աթամ կաադր ոչ զժաթին է: ինչպեև քաթց են տաթիս (17) և քաթաթերի հիման
 վրա ստադքամ (22) էնպիթիթի քանաձևնրը:

Հադքամոթ քելքամ քանաձևնրը հետաթաթաթաթքան են տաթիս քաթաթան
 արոթ հաշվիլ ինչպեև աղքեղաաթի մաքաթաթաթ ժամանակաթաթ անհաթաաթաթաթ-
 շաթաթաթքանը, աինչպեև էլ նքաթ անհաթաաթաթաթաթ ընթաթքքի աթքաթզ սր-
 քեթաթ՝ քաթ ժամանակի:

Ստադքամ արաաանաթաթաթքաննրը և նքանց վերքաթաթքաննրը հնարա-
 քաթաթքան են տաթիս աթելի սրաթաթաթ զքաներել աղքեղաաթի որոշ սրաթ-
 մաթրերի աղքեղաաթքանը նքաթ անհաթաաթաթաթաթ ընթաթքքի վրա և ստանաթ
 նոր կաթ աղ սրաթաթաթաթերի միջև:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Веников В. А.* Исследование режимов сбросов и набросов мощности в электрических системах. «Известия АН АрмССР», 1951 г., № 1.
2. *Картвеллишвили И. А.* Неустановившиеся режимы в силовых узлах ГЭС, ГЭИ, 1951 г.
3. *Есаянцаров И. В.* Задачи научных исследований по изучению режимов гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. «Известия АН АрмССР», 1953 г., № 1.

4. *Картвелшвили М. А.* Временная неравномерность хода гидрогенераторных агрегатов. „Известия ВНИИ“, т. 53.
5. *Егнazarов И. В.* Гидроэнергетические силовые установки. ГЭИ, 1937 г.
6. *Егнazarов И. В.* Выбор водяных турбин при проектировании гидроэлектрических установок. „Вестник инженеров“, 1917 г., № 1 и 2.
7. *Гурбич Е. Ф.* Неравномерность хода агрегатов гидроэлектростанций. ГЭИ, 1949 г.
8. *Мостков М. А.* Основы теории гидроэлектрического проектирования. ГЭИ, 1948 г.
9. *Кривченко Г. И.* Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбины гидроэлектростанций. ГЭИ, 1951 г.
10. *Бишкиров А. А.* О расчете неравномерности хода гидроэлектрического агрегата. „Гидротехническое строительство“, 1949 г., № 10.
11. *Иванов В. И.* Метод расчета временной неравномерности хода гидроагрегата. „Труды ВИГМ“, вып. XII, 1950 г.
12. *Блох Э. Ш.* Динамика линейных систем автоматического регулирования. ГИИТЛ, 1952 г.
13. *Бронштейн Н. И., Семенов К. А.* Справочник по математике. 1954 г.

МАШИНОВЕДЕНИЕ

А. В. ТЕРЗЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ НАЧАЛЬНОГО ПЕРИОДА ИНДУКЦИИ
ВИХРЕКАМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ

Начальный период индукции (задержка воспламенения) вихрекамерного тракторного дизельмотора является определяющим параметром рабочего процесса, заключающего в себе большие возможности в отношении существенного улучшения двигателя по всем его показателям. С начальным периодом индукции (τ_i) непосредственно связаны такие вопросы дизелестроения, как управляемость рабочего процесса, жесткость работы, экономичность, быстроходность и пуск дизелей. При работе двигателя на начальный период индукции влияют многочисленные факторы, которые изменяются как при изменении скоростных и нагрузочных режимов, так и угла опережения впрыска и температуры охлаждающей воды. Под влиянием этих факторов величина начального периода индукции может уменьшаться или увеличиваться, в связи с чем и процесс сгорания будет протекать различно.

В настоящем исследовании мы ставили перед собой задачу выяснить закономерности изменения начального периода индукции, а следовательно и протекание последующего процесса сгорания по различным характеристикам. Опыты проводились на тракторном двигателе „Д-35“. Режим работы двигателя контролировался измерением мощности, числа оборотов, расхода топлива, расхода воздуха и температуры выхлопных газов. Для определения начального периода индукции и параметров протекания процесса, второй цилиндр двигателя подвергался индицированию в вихревой и основной камерах, пьезокварцевым датчиком с осциллографом МПО-2. Схема установки датчиков на двигателе представлена на рис. 1.

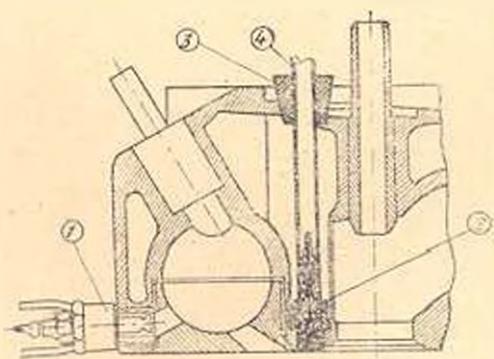


Рис. 1. Установка датчиков на двигателе.

Тарировка датчиков производилась при помощи гидравлического манометра со специально изготовленным краном (для динамической тарировки). Отметка момента впрыска на осциллограммах производи-

лась контактным датчиком, установленным на форсунке. Для определения начального периода индукции и параметров протекания процесса был разработан новый метод обработки индикаторных диаграмм, по их первым производным [1]. Для получения первой производной пользовались графическим методом. Сильно увеличенная (12–15 раз) эспидоскопом развернутая индикаторная диаграмма делилась на равные участки и для каждого участка определялась величина $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$. Дли-

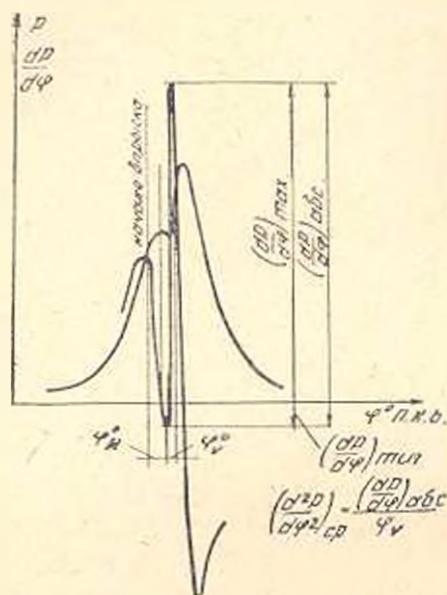


Рис. 2. Графический метод обработки индикаторной диаграммы.

ны участков по оси абсцисс при обработке индикаторных диаграмм не превышали 1,5–2° поворота коленчатого вала и поэтому для данного участка можно было принять $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} \approx \frac{dP}{d\varphi}$. Пример такого метода обработки индикаторных диаграмм приведен на рис. 2. Этот метод дал возможность определить не только начальный период индукции, но и ряд параметров рабочего процесса, а именно:

$$а) \quad \left(\frac{dP}{d\varphi} \right)_{\max} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ гр}} \right]$$

$$\text{или} \quad \left(\frac{dP}{dt} \right)_{\max} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ msec}} \right];$$

$$б) \quad \left(\frac{dP}{d\varphi} \right)_{\min} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ гр}} \right] \quad \text{или} \quad \left(\frac{dP}{dt} \right)_{\min} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ msec}} \right];$$

$$в) \quad \left(\frac{dP}{d\varphi} \right)_{\text{абс}} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ гр}} \right] \quad \text{или} \quad \left(\frac{dP}{dt} \right)_{\text{абс}} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ msec}} \right];$$

$$г) \quad \varphi_n \text{ [гр. п. к. в]} \quad \text{или} \quad \tau_n \text{ [msec]};$$

$$д) \quad \frac{d^2P}{d\varphi^2} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ гр}^2} \right] \quad \text{или} \quad \frac{d^2P}{dt^2} \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ msec}^2} \right]$$

Исследование начального периода индукции по скоростной характеристике, выявление непосредственного влияния числа оборотов на рабочий процесс вообще, и на начальный период индукции в частности, в связи со все большим увеличением быстроходности дизелей имеет большое теоретическое и практическое значение.

Число оборотов изменялось в значительном интервале— 700–1750 об/мин. Зависимости начального периода индукции и параметров протекания процесса от числа оборотов двигателя приведены

на рис. 3. Из этого графика видно, что изменение числа оборотов сильно сказывается не только на начальный период индукции, но и на дальнейший ход протекания процесса сгорания. При увеличении числа оборотов начальный период индукции по времени уменьшается, а по углу поворота коленчатого вала значительно увеличивается. Уменьшение начального периода индукции с увеличением числа оборотов является результатом изменения большого множества факторов. Так, например, при увеличении числа оборотов повышается температурное состояние рабочего пространства цилиндра (температура поршня, стенок камеры и клапанов) и давление в момент впрыска топлива*. С другой стороны при увеличении числа оборотов двигателя скорость вихревого движения в цилиндре возрастает, что приводит к улучшению смесеобразования и увеличению коэффициента теплоотдачи от воздуха к распыленному топливу. Кроме того, при повышении числа оборотов начало впрыска смещается в сторону увеличения запаздывания [2], ибо при этом уменьшается время, в течение которого давление топлива от остаточного возрастает до давления открытия иглы форсунок. Следует также отметить, что при уменьшении числа оборотов смесеобразование ухудшается, так как процесс впрыска топлива по времени растягивается и процесс разогрева смеси затягивается.

Очевидно, что влияние всех этих факторов на начальный период индукции взаимно переплетаются, но влияние возрастания температуры и давления при увеличении числа оборотов среди всего этого разнообразия факторов является доминирующим, хотя и влияние остальных факторов нельзя отрицать.

Кривые параметров протекания процесса $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\max}$, $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\min}$, $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\text{авс}}$, τ_v и $\frac{d^2P}{d\varphi^2}$ представленные на том же графике, показы-

вают, что изменение числа оборотов влияет не только на начальный период индукции, но и на дальнейший ход процесса сгорания. Максимальная скорость повышения давления при увеличении числа оборотов возрастает, причем величина ее зависит от начального периода индукции. Минимальная скорость повышения давления с увеличением числа оборотов уменьшает-

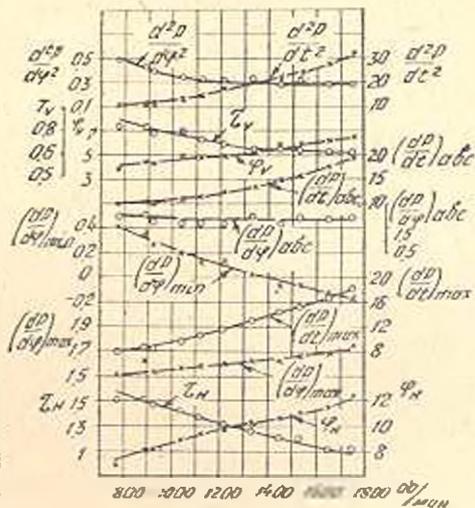


Рис. 3. Зависимости параметров протекания процесса от числа оборотов двигателя.

* В наших опытах давление в конце сжатия при $n = 775$ об/мин было равно $48,6 \text{ кг/см}^2$, а при 1750 об/мин — $52,4 \text{ кг/см}^2$.

ся и тем самым обуславливает наличие „провала“ в протекании процесса. Такое протекание минимальной скорости нарастания давления можно объяснить тем, что при высоких оборотах двигателя (следовательно при больших φ_{II}) сгорание переходит на линию расширения. Как видно из графика, приведенного на рис. 3, значения минимальной скорости повышения давления, начиная уже с 1350 об/мин, приобретает отрицательные значения. Следует отметить, что такое протекание процесса нежелательно. Зависимости, приведенные на рис. 3, получены из индикаторных диаграмм, снятых в вихревой камере. Непосредственно в надпоршневом пространстве имеет место более значительный „провал“.

Нагрузочная характеристика снималась на основном скоростном режиме двигателя ($n = 1400$ об/мин). Зависимости начального периода индукции и параметров протекания процесса от нагрузки двигателя представлены на рис. 4. Рассматривая эти кривые можно

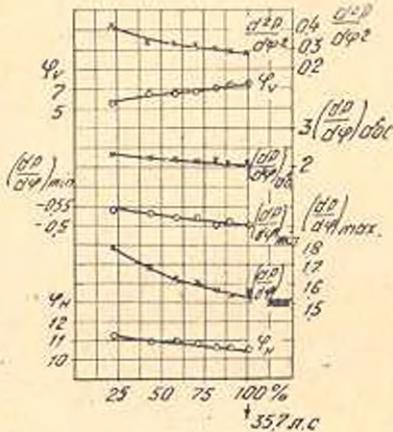


Рис. 4. Зависимости параметров протекания процесса от нагрузки двигателя.

заметить, что с увеличением нагрузки (то есть с уменьшением коэффициента избытка воздуха) начальный период индукции уменьшается. Влияние коэффициента избытка воздуха по-видимому незначительно, ибо за начальный период индукции значение коэффициента избытка воздуха в несколько раз больше, чем его среднее значение, отнесенное ко всему процессу сгорания. Воспламенение же происходит в том месте камеры, где создается наиболее благоприятные условия по составу смеси. С увеличением количества подаваемого топлива температура стенок камеры сгорания, поршня, клапанов и др. возрастает. Это влечёт за собой сокращение

продолжительности начального периода индукции. Влияние же уменьшения температуры рабочего пространства вследствие выстрела большого количества топлива сравнительно не больше.

На начальный период индукции в сторону его сокращения может значительно повлиять также следующее: с увеличением количества топлива подаваемого за φ_{II} для данного цикла, увеличивается также количество топлива индукционной фазы (наиболее реакционно-способная часть топлива), что и в свою очередь способствует быстрому воспламенению, то есть сокращению φ_{II} . Рассматривая изменение остальных параметров протекания процесса $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\max}$ и $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\min}$

$\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\max}$ и φ_{II} и $\frac{d^2P}{d\varphi^2}$ можно убедиться, что они в основном зависят

от φ_n и следуют за его изменением. В частности следует отметить, что фаза повышения давления в противоположность протеканию начального периода индукции с увеличением нагрузки несколько растёт. В общем же по нагрузочной характеристике параметры протекания процесса сгорания изменяются в незначительных пределах.

Характеристика по углу опережения впрыскивания снималась при постоянном числе оборотов ($n = 1400$ об/мин) и постоянной подаче топлива. При изменении угла опережения впрыска условия протекания процесса сильно меняются. При позднем впрыскивании топлива процесс сгорания перемещается на линию расширения и уменьшается полнота индикаторной диаграммы, а следовательно и мощность двигателя. При раннем же впрыскивании процесс сгорания начинается до достижения поршня В. М. Т., вследствие чего резко повышается скорость нарастания давления, падает мощность и ухудшается экономичность двигателя. Для экономичной и мягкой работы двигателя необходимо, чтобы основная масса рабочей смеси сгорала возможно быстрее и ближе к положению поршня у В. М. Т. Этого можно достичь при правильном подборе угла опережения впрыска. Угол опережения впрыскивания в наших исследованиях менялся в довольно широких пределах—от 0 до $18,2^\circ$ П. К. В.

Зависимости начального периода индукции и параметров протекания процесса $\left(\frac{dP}{d\tau}\right)_{\max}$, $\left(\frac{dP}{d\tau}\right)_{\min}$, $\left(\frac{dP}{d\tau}\right)_{abc}$, φ_n и $\frac{d^2P}{d\tau^2}$ от угла опережения впрыскивания иллюстрируются на рис. 5.

В рассматриваемом случае изменение как начального периода индукции, так и параметров протекания процесса происходит довольно резко, так как с изменением угла опережения впрыскивания резко меняются условия, при которых протекает процесс.

Тщательно поставленный эксперимент показывает, что кривая начального периода индукции имеет минимум при вполне определенном угле опережения впрыскивания. Такое протекание кривой φ_n объясняется тем, что влияние увеличивающегося объёма при движении поршня вниз сильнее, чем мгновенное (хотя и высокое) значение давления и температуры, так как быстрое падение давления при обратном движении поршня замедляет разогрев смеси (растёт теплоотдача на стенки) и тем самым уменьшает течение предпламенных процессов, что приводит к увеличению φ_n .

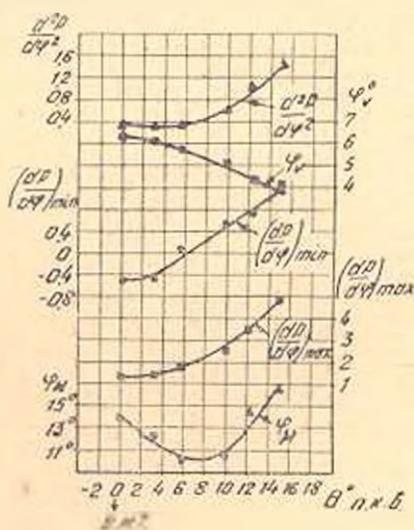


Рис. 5. Зависимости параметров протекания процесса от угла опережения впрыска.

Что касается кривых параметров протекания процесса $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\max}$, $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\min}$, $\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\text{ср}}$ и $\frac{d^2P}{d\varphi^2}$, то они не имеют характерного минимума, свойственного кривой $\varphi_{\text{н}}$. Однако при внимательном рассмотрении этих графиков можно обнаружить, что характер изменения кривой $\varphi_{\text{н}}$ сказывается на протекание этих кривых. При изменении угла опережения впрыскивания изменение их не монотонно. На участке увеличения $\varphi_{\text{н}}$ изменение этих кривых сравнительно слабое, что является результатом ветви кривой $\varphi_{\text{н}}$.

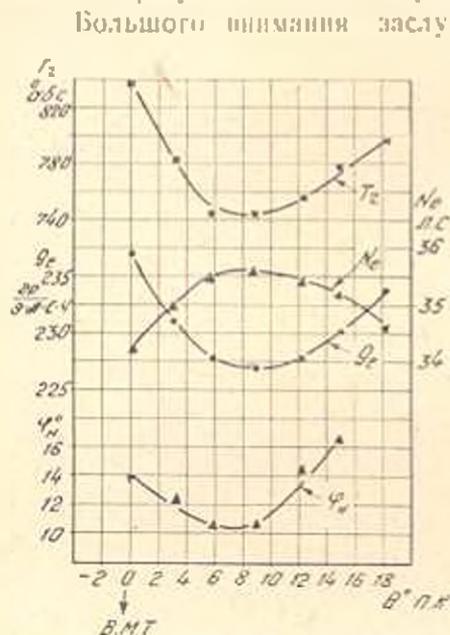


Рис. 6. Зависимости эффективных показателей двигателя от угла опережения впрыска.

близко к В. М. Т., что, как было указано выше, является гарантией экономичной и мягкой работы двигателя.

Характеристика по изменению температуры охлаждающей воды снималась на основном скоростном режиме двигателя ($n = 1400$ об/мин). При проведении этих опытов радиатор двигателя был снят и водяные трубки были соединены непосредственно с подводящей сетью. Изменение температуры охлаждающей воды достигалось регулированием количества воды, при помощи крана. Опыты проводились при температуре охлаждающей воды от 40 до 100°C с интервалами измерения через каждые 10°. Результаты этой серии опытов нанесены на рис. 7, а зависимости основных показателей протекания процесса от температуры охлаждающей воды иллюстрированы на рис. 8. Из графика, представленного на рис. 7 видно, что

Большого внимания заслуживает также характер протекания кривых эффективных показателей двигателя (рис. 6). Как видно из этого графика, кривая мощности (N_e) имеет максимум, g_e , T_e и $\varphi_{\text{н}}$ имеют минимумы, причем наименьшие значения эффективных показателей двигателя (максимальная мощность и минимальный удельный расход топлива) соответствуют минимальному значению $\varphi_{\text{н}}$. Таким образом, между $\varphi_{\text{н}}$ и эффективными показателями дизеля имеется прямая связь. Это свидетельствует об огромной роли $\varphi_{\text{н}}$ в деле правильной организации рабочего процесса.

Улучшение эффективных показателей двигателя при минимальном значении $\varphi_{\text{н}}$ можно объяснить тем, что при этом основная масса рабочей смеси сгорает быстро и

при увеличении температуры охлаждающей воды в пределах от 40 до 100°C несмотря на то, что коэффициент избытка воздуха (α) уменьшается, но эффективная мощность двигателя повышается на 4% и соответственно уменьшается эффективный удельный расход топлива. Это можно объяснить улучшением протекания процесса сгорания и уменьшением мощности трения. Данные, представленные на рис. 8 показывают, что изменение темпе-

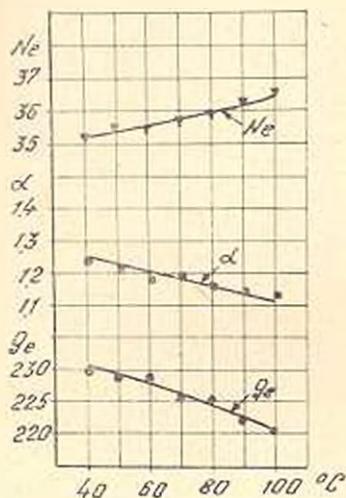


Рис. 7. Зависимости N_e , α и q_e от температуры охлаждающей воды.

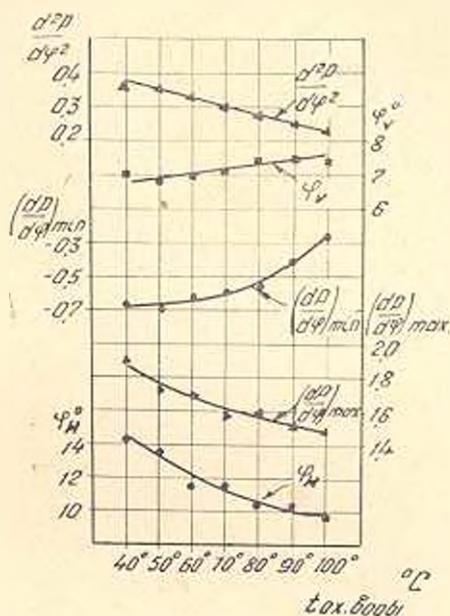


Рис. 8. Зависимости параметров протекания процесса от температуры охлаждающей воды.

ратуры охлаждающей воды весьма эффективно влияют на начальный период индукции. При увеличении температуры охлаждающей воды с 40 до 100°C φ_n сокращается примерно на 37%. Значительно уменьшается также максимальная скорость повышения давления.

Следует отметить, что даже при температуре охлаждающей воды $t_{ох. в.} = 100^\circ\text{C}$ величины минимальной скорости нарастания давления хотя и повышаются, но остаются в зоне отрицательных величин. Период скорости повышения давления, как и следовало ожидать, с увеличением φ_n , уменьшается. Полученные результаты являются наглядным доказательством того, что протекание процесса при высокой температуре охлаждающей воды предпочтительнее.

Армянский сельскохозяйственный институт

Поступило 25 IX 1957

Ա. Վ. ՔԵՐՉՅԱՆ

ՄՐԻԿԱՅԻՆ ԿԱՄԵՐԱ ՈՒՆԵՑՈՂ ԳԻՉԱԿԱՅԻՆ ՇԱՐՃԻՉԻ ՍԿՋՐՆԱԿԱՆ ԻՆՎՈՒԿՑԻՈՆ ՇՐՋԱՆԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ո ս ւ ւ

Գիղելային շարժիչի սկզբնական ինդուկցիոն շրջանը հանդիսանում է բանվորական պրոցեսի սրտիչ պարամետրը, որի հետ անմիջականորեն կապված են գիղելաշինարարության հիմնական խնդիրները՝ անսեսեղիությունը, աշխատանքի կոշտությունը, գործարկումը և այլն:

Ներկա աշխատանքում սկզբնական ինդուկցիոն շրջանը և ամբողջ բանվորական պրոցեսի ընթացքն ուսումնասիրվել է ըստ հետևյալ բնութագրերի՝ արագություն, բևեռվածություն, վառելիքի սրսկման առաջընկման անկյան և հովացնող ջրի ջերմաստիճանի: Հետազոտությունը կատարված է արակտորային «Ի-35» գիղելային շարժիչի վրա: Ինդիկատորային գիազրաման ստացվել է տիեզակվարցային դառչիկների օգնությամբ, ինչպես հիմնական, ահպես էլ մրրիային կամերաներից:

Սկզբնական ինդուկցիոն շրջանը և ամբողջ բանվորական պրոցեսն ուսումնասիրված են ոչ թե անմիջականորեն, բայց ինդիկատորային գիազրամայի, ինչպես միշտ, այլ նրա առաջին կարգի ածանցյալը ներկայացնող կորի՝ $\frac{dI}{d\varphi} = I(\varphi)$, որն ստացվել է ինդիկատորային գիազրաման դրաֆիկական կա-

նակով գիֆերենցիուց:

Բանվորական պրոցեսի ընթացքը բնութագրելու և սկզբնական ինդուկցիոն շրջանի ազդեցությունը զնահատելու համար առաջարկված են նոր պարամետրեր՝ $\left(\frac{dI}{d\varphi}\right)_{\max}$, $\left(\frac{dI}{d\varphi}\right)_{\min}$, $\left(\frac{dI}{d\varphi}\right)_{\text{սծե}}$, $\frac{d^2I}{d\varphi^2}$, որոնք ստացվում են ինդիկատորային գիազրամայի առաջին կարգի ածանցյալը ներկայացնող կորից: Սահմանված են այդ պարամետրերի առնչություններն ըստ վերը նրշված բոլոր բնութագրերի: Այդ առնչությունները բերված են տեքստի նկ. 3, 4, 5, 6, 7, 8-ում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мкртумян З. А. Описание процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Сборник научных трудов Арм, СХИ, № 8, 1954 г.
2. Толстов А. И., Шмигельский Н. В., Гром А. Г., Ивайкин А. М., Столяров А. И. Исследование влияния конструктивных факторов впускной системы и оборотов топливного насоса на процесс подачи топлива и сгорания. Труды ЦИАМ, вып. 26, 1938 г.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Л. Я. ВИНЕР

БОЛЬШЕПРОЛЕТНЫЙ ПРОЧНЫЙ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫЙ
МОСТ С ЖЕСТКОЙ АРМАТУРОЙ¹

С первых дней развита железобетона построено немало прочных железобетонных мостов с жесткой арматурой [1, 2, 3]. Однако, вопрос экономической целесообразности применения мостов такого типа долгие годы оставался неясным, в основном в связи со значительным расходом металла при расчете конструкций с жесткой арматурой по классической теории железобетона. Теория железобетона [4, 5], исходящая из стадии разрушения, при которой текучесть металла в железобетоне достигается не только в крайних волокнах, но и в значительной части высоты профиля, позволяет существенно увеличить эффективность использования жесткой арматуры. Обстоятельные опытно-теоретические исследования работы железобетонных конструкций с жесткой арматурой, произведенные в ЦНИПС под руководством А. А. Гвоздева [5, 6] послужили стимулом для расширения области применения этого вида железобетона в строительстве. При строительстве городских и автодорожных мостов получили широкое применение стальные балочные пролетные строения объединенные с железобетоном [7], которые по существу являются эффективной разновидностью железобетонных конструкций с жесткой арматурой. Целесообразность применения железобетона с жесткой арматурой в мостостроении рассматривалась Н. А. Славинским [8].

В данной статье кратко описывается конструкция и характерные этапы возведения железобетонного моста, опоры и арки которого были осуществлены с применением жесткой арматуры. В описываемом сооружении железобетонные элементы с жесткой арматурой были рассчитаны по методу разрушающих нагрузок, в результате чего в арматуре имели место повышенные напряжения, близкие к пределу текучести.

Мост расположен над глубоким каньоном (рис. 1) и обеспечивает пропуск современного городского транспорта*. Мост состоит

* Авторы проекта: В. В. Пинаджи, Н. А. Славинский, Г. Г. Агабабян; техническое руководство по постройке опор и балочных пролетных строений осуществлял В. М. Качиниан; прочного пролетного строения — С. П. Оппазином; консультации при проектировании и строительстве сооружения осуществлялись профессорами Н. С. Запретим, Н. С. Стрелецким, А. А. Гвоздем, Е. Л. Хлебниковым, А. Г. Назаровым.

из пяти пролетов: главного арочного пролетного строения и четырех-балочных пролетных строений. В целях уменьшения насыпи правого берега и улучшения стока воды, мостовому полотну придан продольный уклон в $1\frac{1}{4}\text{‰}$. Четыре балочных пролетных строения осуществле-

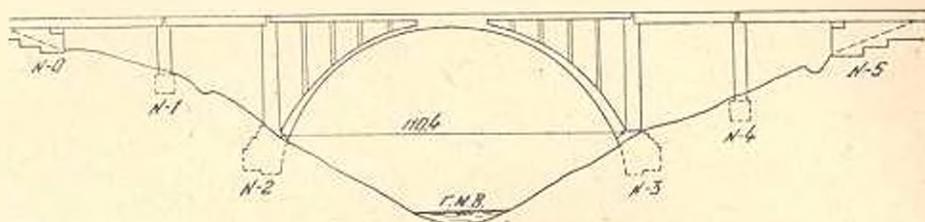


Рис. 1. Схема моста.

ны двухопорными, ребристыми, со свободным опираньем на опоры. Главный пролет моста перекрыт двумя отдельными арками-близнецами с пролетом 110 м. Арки железобетонные с жесткой арматурой, коробчатого сечения (рис. 2). Каждая арка имеет по три вертикаль-

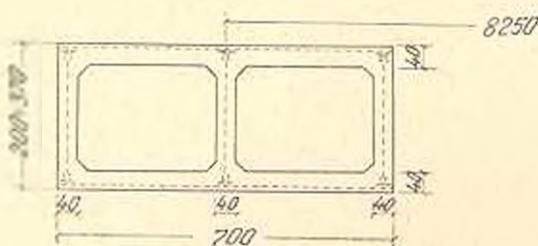


Рис. 2. Сечение арки. Пунктиром показана жесткая арматура.

ных ребра, толщиной 40 см. Следует отметить, что первоначально проектом предусматривалось среднее ребро арки выполнить толщиной в 20 см. Однако, в процессе производства работ, исходя из условий лучшего обетонирования конструкции, толщину среднего ребра

пришлось увеличить до 40 см. Ребра арок соединены между собой арочными плитами, толщиной от 30 см в замке, до 50 см в пятах. Внутри арок устроены диафрагмы, толщиной 40–50 см, расположенные в радиальном направлении на расстоянии 5,5–7 м друг от друга. В пятах и замке арки сплошного сечения. В зоне замка арки между собой связаны балочной клеткой и плитой проезжей части моста. С целью восприятия горизонтальных сейсмических сил, в зоне пят арок соединены между собой диафрагмами. Для доступа людей и транспортировки материалов, в период строительства, в верхних арочных плитах и диафрагмах арок осуществлены люки. Арки армированы сквозными арочными фермами со связями. Каждая арка содержит по три арочных фермы. Решетки арочных ферм тангенциального направления расположены в верхней и нижней арочных плитах; связи радиального направления расположены в диафрагмах арок. Надарочное строение осуществлено в виде пространственной рамной системы, состоящей из стоек-стенок и балочной клеткой с плитой поверху. Стойки-стенки по фасаду моста расставлены с шагом по 9 м. Балочная клетка содержит 8 продольных балок, сече-

нием $0,5 \times 2$ м, и 16 поперечных балок, в том числе 12 сечением $0,5 \times 2$ м и 4 сечением $0,3 \times 1,15$ м. Две средние продольные балки, находящиеся в междуарочном пространстве опираются на поперечные балки; остальные балки опираются непосредственно на стойки-стенки. Плита проезжей части в пределах крайних продольных балок усилена консолями для поддержания тротуаров. Деформационно-температурные швы надарочного строения устроены в двух местах на полупролете. В этих местах продольные балки подвижно, через шарнир, опираются на главные арки и крошштейны поперечных балок. В арочном пролетном строении был применен бетон марки „250“.

Фундаменты опор массивные, бетонные. Промежуточные опоры моста железобетонные с жесткой арматурой. Они состоят из пустотелых, тонкостенных парных колонн, соединенных по верху ростверком, толщиной в 1 м (рис. 3). На ростверки, с помощью опорных частей, опираются балочные пролетные строения, а в арочном пролете-балочная клетка надарочного строения. Колонны прямоугольного сечения с габаритными размерами 7×4 м. Нижняя поверхность ростверка, между колоннами, очерчена в виде полукруглой кривой (рис. 4). Толщина крайних стенок железобетонных опор равна 35 см, а средних—30 см. Для придания жесткости, в опорах устроены горизонтальные диафрагмы, расположенные по вертикали на расстоянии 6 м друг от друга. Диафрагмы выполнены в виде плит и имеют толщину в 40 см. Промежуточные опоры армированы жесткой арматурой, в виде стальных каркасов башенного типа с треугольной решеткой (рис. 3). Стойки каркасов опор собраны из уголков $150 \times 100 \times 12$, связи каркаса-из уголков $80 \times 80 \times 10$. Между стойками каркаса, расположенными на расстоянии 3,5 м друг от друга, установлены арматурные сетки с ячейками 23×40 см, составленные из вертикальных прутьев, диаметром 8 мм. Концы арматурных сеток приварены к каркасу. Вследствие применения пустотелых опор расход бетона был сокращен на 45%. В связи с применением в опорах железобетона с жесткой арматурой и скользящей опалубки, расход лесоматериала был сокращен примерно на 400 м³. Береговые опоры моста выполнены с обратными стенками из буто-бетона. Торец пролетного строения отделяется от земляной насыпки железобетонной шкафной стенкой. Для отвода воды, скользящей за передней стенкой устоя, предусмотрен дренаж. Жесткая арматура опор изготавливалась и собиралась на месте заводом металлических конструкций. Монтаж производился отдельными элементами с помощью легкого крана и талей. В процессе монтажа, с целью придания каркасу опор надлежащей устойчивости, применялись расчалки. По мере окончания монтажа жесткой арматуры устанавливалась гибкая арматура. Опорный участок стального каркаса, высотой порядка 4—5 м, втапливался в фундамент опор, после чего расчалки удалялись. Обетонирование арматурного каркаса осуществлялось в скользящей опалубке, перемещаемой по каркасу с помощью талей. Опалубка собиралась из

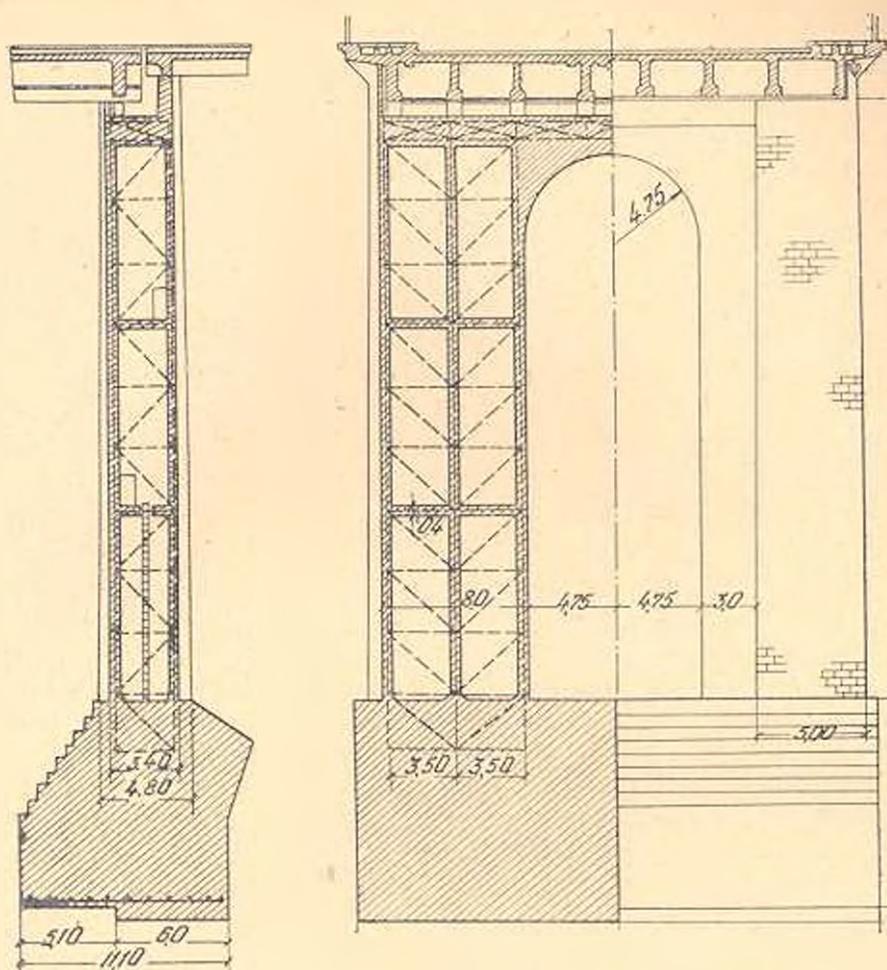


Рис. 3. Опора моста. Пунктиром показана жесткая арматура.

деревянных щитов, высотой 1 м, обитых с лицевой стороны кровельным железом. Бетон освобождался от опалубки на 3—4 суток. После возведения железобетонных стенок опор на высоту примерно 2 м, приступали к облицовке опор штучными базальтовыми камнями. Бетонные работы производились с некоторым опережением по отношению к облицовочным работам, так как эти работы технологически являлись разнородными. Готовые колонны опоры соединялись между собой прокатными балками, являющимися жесткой арматурой железобетонного ростверка. Транспортировка бетона, камня и раствора в пределах рабочей зоны производилась тельфером, который перемещался по монорельсу. Монорельс был установлен на проектном уровне ростверка и охватывал стальной каркас по периметру. Вслед за установкой прокатных балок производились арматурные и бетонные работы по устройству ростверка, при этом опалубка арок между колоннами подве-

шивалась к жесткой арматуре ростверка. Балочные пролетные строения бетонировались с помощью подмостей. В качестве опор подмостей применялись деревянные башни с треугольной решеткой, а также металлические кронштейны, укрепленные к боковым граням опор моста. Кронштейны ставились при высоте капитальных опор более 15 м, так как в этом случае применение деревянных опор по затрате сил и средств было менее выгодным. Пролеты между временными опорами перекрывались стальными инвентарными фермами.

Вслед за окончанием работ по устройству подмостей производились опалубочные и арматурные работы. Распалубка конструкции производилась примерно на 25-е сутки, при этом фермы подмостей опускались с помощью песочниц, установленных на деревянных башнях и кронштейнах.

Подача материалов и конструкций для устройства подмостей производилась с помощью двух кабельных кранов пролетами по 315 м, установленных в вертикальных плоскостях, совпадающих с осями средних ребер арок.



Рис. 1. Промежуточная опора моста (общий вид).

Под крюк одного кабельного крана подавался груз песком не более 3 т, а при совместной работе обоих кранов — порядка 5 т. Части деревянных опор подавались на место в виде укрупненных элементов, с болтовыми соединениями, общим весом не более 3 т. Для правобережных балочных пролетных строений бетон к месту работ подавался вагонетками по рельсовому пути из бетонного узла правого берега. Для левобережных балочных пролетных строений бетон подавался из бетонного узла левого берега при помощи кабельных кранов, в специальных бадьях, и в вагонетках по рельсовому пути. В связи со значительной высотой моста, возведение железобетонной арки с гибкой арматурой обычными методами, с применением кружал и подмостей, было связано с существенными техническими затруднениями. Ориентировочные расчеты показали, что для устройства кружал и подмостей арочного пролетного строения потребовалось бы около

4. Изв. ТН, № 2

4400 м³ леса. По создавшимся условиям исключалась возможность применения инвентарных металлических подмостей, в связи с чем железобетонные арки были армированы жесткой арматурой, при этом отпадала необходимость в устройстве лесов и подмостей, а расход металла по сравнению с вариантом с гибкой арматурой возрастал в незначительной мере. Первоначально стальной жесткий каркас моста был изготовлен в основном силами строительства, при этом конструкции и, в особенности, сварные соединения оказались дефектными, в связи с чем эти конструкции были разобраны и в дальнейшем все металлические конструкции, как это было предусмотрено проектом, изготавливались специализированным заводом металлических конструкций. С целью удобства транспортировки металлоконструкций и облегчения их сборки, арочные фермы и связи между ними изготавливались в виде отдельных, плоских монтажных элементов, весом не более 3 т. Узлы монтажных элементов заводом осуществлялись сварными. Монтаж арок производился навесным способом, одновременно от обеих опор к замку, с помощью лебедок и полиспастов. Арочная ферма состояла из 24 монтажных элементов. Последовательность монтажа арки приводится на рис. 5. Соединение монтажных элементов

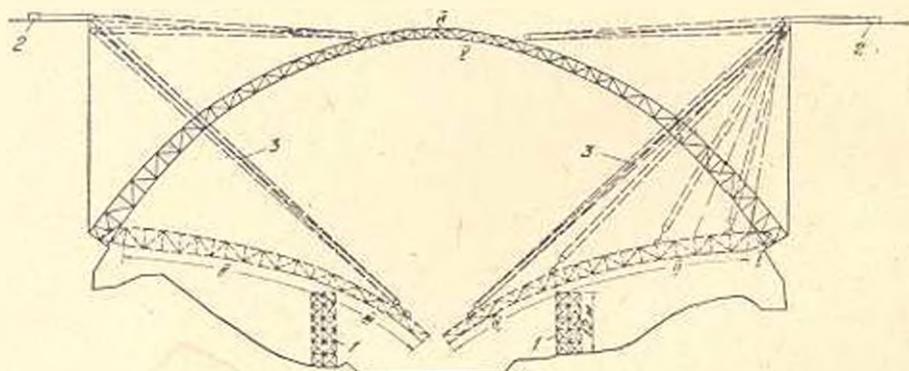


Рис. 5. Схема монтажа стального каркаса арки. Римскими цифрами показана последовательность сборки полуарок. 1—временные деревянные опоры; 2—лебедки; 3—полиспасты

друг с другом осуществлялось с помощью накладок и точеных болтов. С целью обеспечения надлежащей поперечной жесткости собранной части полуарки, после установки трех плоских монтажных элементов каждого типа ставились связи между ними (рис. 6). После окончания сборки каркаса и подъема полуарок в проектное положение арка замыкалась путем постановки накладок в пятах и замке, и арка из трехшарнирных превращалась в бесшарнирные. После сборки арочных ферм производилась установка опалубки. Опалубка изготовлялась на берегу, на специальной площадке, в виде отдельных щитов, весом не более 1,5 т. Кабельный кран с помощью траверс длиной в 7 м перемещал в пролет по два щита, подвешенных к концам тра-

верс. Щиты прикреплялись к жесткому каркасу с помощью болтовых соединений. Схема подвески боковых и нижних щитов опалубки.



Рис. 6. Монтаж стального каркаса арки.

к аркам показана на рис. 7 и 8. Вслед за опалубочными работами производились работы по установке гибкой арматуры нижней арочной плиты, боковых ребер и диафрагм. В целях облегчения работы каркаса, проектом предусматривался следующий порядок производства работ: бетонирование среднего ребра арки; вызревание бетона среднего ребра арки; бетонирование крайних ребер и диафрагм арок; вызревание бетона ребер и диафрагм; бетонирование нижней арочной плиты; армирование и бетонирование верхней арочной плиты. С целью максимального уменьшения деформаций арок во время их бетонирования и ненарушения сцепления между вызревающим бетоном и арматурой, а также облегчения работы решетки арочных ферм, непосредственно перед бетонированием среднего ребра производилась симметричная загрузка межреберных пространств балластом (строительный песок в мешках). Бетонирование среднего ребра производилось симметрично в направлении от пят к замку арки, при этом в зоне пяты бетонировался весь уча-

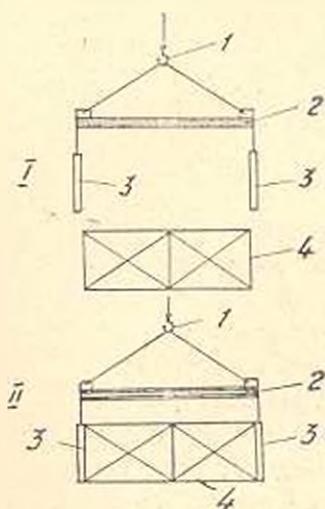


Рис. 7. Схема подвески боковых щитов опалубки арки. 1—крюк кабельного края; 2—траверс; 3—боковые щиты опалубки; 4—жесткий каркас арки.

сток пяты, имеющий сплошное сечение. По мере бетонирования ребра балласт с арки удалялся. Вес удаляемого балласта был равен

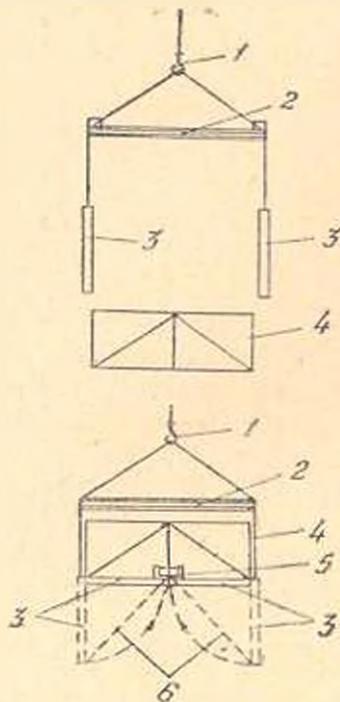


Рис. 8. Схема подвески нижних щитов опалубки арки. 1—крюк кабельного крана; 2—траверса; 3—нижние щиты опалубки; 4—жесткий каркас арки; 5—лебедка; 6—капаты для подтягивания щитов.

несу снежеуложенного бетона. При бетонировании крайних ребер и диафрагм применялась лишь частичная предварительная загрузка междуреберных пространств балластом (вес балласта был намного меньше веса бетона крайних ребер и диафрагм); при бетонировании арочных плит загрузка балластом не производилась, так как это было связано с существенными техническими затруднениями по загрузке и разгрузке балластом конструкций, в особенности, при стесненных условиях работы. Бетонирование крайних ребер и диафрагм, а также арочных плит производилось по секционно, в порядке определенном проектом, при этом полуарка бетонировалась в пять приемов. Бетонирование арок производилось в течение нескольких месяцев, поэтому естественно, что имели место перерывы в бетонировании. С целью создания надежного сцепления в швах бетонирования, поверхность старого бетона обрабатывалась насечкой, очищалась железными щетками и промывалась водой. К моменту бетонирования прок возведение опор и балочных пролетных строений было уже

закончено. Поэтому подача бетона в арочное пролетное строение производилась по балочным пролетным строениям обоих берегов. В пределах рабочей зоны бетон для бетонирования арочного пролетного строения подавался: в вертикальных стальных трубах (для бетонирования арок в зоне пяты); в наклоненных стальных трубах в сочетании с транспортерами (в основном в зоне четвертей арок); в вагонетках по рельсовому пути, уложенному по среднему ребру арки, с тяговой лебедкой, установленной в замке, и кабельными кранами (в основном для бетонирования арок в зоне замка).

Вертикальные стенки надарочного строения бетонировались в деревянных щитах. В том месте, где стенка имела толщину 30 см, щитовой набор наращивался в вертикальном направлении постепенно, по мере бетонирования. Бетон подавался в стенки при помощи вертикальных труб.

Освидетельствование и испытание моста производилось мостопытательной станцией ТБИИЖТ [9]. Статические испытания

моста осуществлялись нагрузкой, которая вызывала: в балочных пролетных строениях усилия равные 67% усилий от расчетной временной нагрузки; в сечении у четверти пролета главных арок от 66% до 90% усилий от расчетной временной нагрузки; в опорах главного арочного пролета — распор, равный 97% распора от временной расчетной нагрузки. Динамическое воздействие при испытаниях создавалось пропуском по мосту (с различными скоростями и через трамплин высотой 25 см) тяжелых колесных и гусеничных нагрузок. Испытания показали удовлетворительное состояние сооружения. При распалубке нижних щитов арок обнаружено, что в ряде мест, и основном в связи с незначительной толщиной защитного слоя, жесткая арматура была обнажена. В элементах сооружения, где толщина защитного слоя превышала 8 см, при тщательном выполнении бетонных работ, обнажение жесткой арматуры не наблюдалось. В результате применения жесткой арматуры расход лесоматериала был сокращен на 4800 м³, в том числе при возведении арок — 4400 м³.

Опыт строительства данного моста и ряда аналогичных сооружений (мост через р. Аммер около Эхельсбаха, мост через р. Гвадалквивир в Севилье, городской мост в СССР [3] и др.) показывает, что железобетонные мосты с жесткой арматурой целесообразно возводить в горных безлесных районах через естественные преграды в виде быстотоков, каньонов и водотоков значительной глубины. Опыт строительства показал, что изготовление арочных ферм должно производиться заводом металлоконструкций, а монтаж стальных каркасов на месте, специализированными монтажными организациями: толщину ребер арок, исходя из условия удобства бетонирования конструкции, следует принимать не менее 40 см, а толщину защитного слоя жесткой арматуры не менее 8—10 см. Защитный слой следует осуществлять в виде железобетона, армированного дисперсной гибкой арматурой.

Институт стройматериалов и сооружений
АИ Армянской ССР

Поступило 15 V 1957

Լ. ՅԱ. ՎԻՆԵՐ

ՄԵԾԱԹՈՒԶԲ ԿԱՄԱՐՈՎ ԿՈՆՏ ԱՄՐԱՆՈՎ ՆՐԿԱԹԵՏՈՆԵՆ ԿԱՄՈՒՐՋ

Ա Վ Փ Ն Փ Ն Շ Ա

Հողվածում սեղմ նկարագրում է կամարավոր, կոշտ ամրանով երկաթ-բետոնե կամրջի կոնստրուկցիան և կառուցման բնորոշ էտապները:

Այս կամարջը իր տեսակի մեջ ամենամեծն է Սովետական Միության նում:

Կամրջի սխեման և կոնստրուկտիվ էլեմենտները ներկայացված են 1—3 նկարների վրա: Կամարի մոնտաժի և կադապարամաժի կախվածքի սխեման

պատկերված է 5—8 նկարների վրա: Կոշտ ամրանի կիրառման հետևանքով հենարաններում և կամարներում անասառնչութի ծախսը կրճատվել է 4800 խոր. մետրով: Կոշտ ամրանով սնամեջ երկաթբետոնե հենարաններ և սառնոց վահանալին կաղապարում կիրառելու շնորհիվ հենարանների վրա բետոնի ծախսը կրճատվել է 45% -ով, իսկ անասառնչութի ծախսը՝ 400 խոր. մ.-ով:

Տվյալ կամրջի և մի շարք համանման կասուցված բների շինարարութան փորձը ցույց է տալիս, որ կոշտ ամրանով երկաթբետոնե կամարջներ նպատակահարմար է կասուցել խորը ձորերի և նկատելի խորաթվան արագահողքների տիպի բնական արդելիքների վրա, լեռնալին ու անասառնչուրկ վայրերում:

Շինարարութան փորձը ցույց է տվել, որ կամարային ֆերմաները պետք է պատրաստվեն մետաղային կոնստրուկցիաների պորժաբանի կողմից, իսկ պողպատե կարկասի մոնտաժը պետք է կատարվի տեղում, մասնագիտացված մասնագետին կազմակերպությունների կողմից: Ելնելով կոնստրուկցիաների բետոնապատման հարմարությունից, կամարների կողերի հաստությունը պետք է ընդունել ոչ պակաս 40 սմ, իսկ կոշտ ամրանի պահպանիչ շերտի հաստությունը՝ ոչ պակաս 8—10 սմ: Պահպանիչ շերտը հարկավոր է իրականացնել դիսպիրասիան նկուն ամրանով ամրանավորված երկաթբետոնի տեսքով:

Լ Ի Կ Ե Ր Ա Մ Ր Ա

1. *Мелан и Григорьев*. Железобетонные арочные мосты, перевод с нем. под. ред. В. В. Григорьева, Трансжелдориздат, М., 1939.
2. *Поливанов Н. И.* Железобетонные мосты, М., 1956.
3. *Чомахидзе Г. М.* Железобетонный арочный мост с жесткой арматурой. Известия АН Армянской ССР (серия технических наук), т. X, № 5, 1957.
4. *Завриев К. С.* Расчетные формулы прочности в особых случаях, М., 1935.
5. *Григорьев А. А.* Расчет несущей способности конструкций по методу предельного равновесия, М., 1949.
6. *Васильев А. П.* Железобетон с жесткой арматурой, М., 1941. См. также: Проектирование железобетонных конструкций с жесткой арматурой, ЦНИИИСТ. Сообщение 47/8, вып. 2, М., 1943.
7. *Гидшман В. Е.* Проектирование стальных конструкций, объединенных с железобетоном, М., 1956.
8. *Словинский Н. А.* Вопросы применения жесткой арматуры в железобетонном мостостроении, Тбилиси, 1948.
9. *Кардинадзе Г. И., Бюс Н. Е.* Испытание железобетонного арочного моста пролетом 110 м. Научное сообщение ТБИИЖТ, № 15, Тбилиси, 1957.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. А. МАКАРЯН

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ПЛАВНО-ИЗМЕНЯЮЩЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ
 ЖИДКОСТИ В НЕПРИЗМАТИЧЕСКИХ РУСЛАХ

Уравнение установившегося неравномерного движения жидкости, имеет вид [1]:

$$\frac{db}{dt} = \frac{\frac{d\mathcal{E}}{dt} + (1-\Pi_k) \frac{dh}{dt} - \frac{\Pi_k}{B} \frac{\partial \omega}{\partial m} \frac{dm}{dt}}{\Pi_k h/B} \quad (1)$$

где

$$B = \frac{\partial m}{\partial h}; \quad \Pi_k = \frac{\alpha Q^2}{g \omega^3}; \quad \mathcal{E} = h + \frac{\alpha \omega^2}{2g} \quad (2)$$

При плавно-изменяющемся движении, имеем [2]*:

$$\frac{d\mathcal{E}}{dt} = i_0 - \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R} = i_0 - I \quad (3)$$

Рассмотрим некоторые частные случаи неравномерного движения:

1. Движение при $\mathcal{E} = \text{const}$. Из уравнения (2) замечаем, что постоянство \mathcal{E} возможно в следующих двух случаях:

а) $h \neq \text{const}$, $v = \text{const}$. Из уравнения (1) следует, что

$$\frac{db}{dt} = \frac{B}{h} \left(\frac{1}{\Pi_k} - 1 \right) \frac{dh}{dt} - \frac{1}{h} \frac{\partial \omega}{\partial m} \frac{dm}{dt} \quad (4)$$

На основании этого уравнения можно получить очертание русла при заданных свободной поверхности и коэффициенте формы сечения русла m .

Уравнение же (3) приводит к противоречию, так как оно не соответствует неравномерному движению при $\mathcal{E} = \text{const}$.

б) $h = \text{const}$, $v = \text{const}$. Из уравнения (1) при $m = \text{const}$ следует, что $b = \text{const}$. Это возможно только при равномерном движении и из уравнения (3) получаем, что $Q = \omega C \sqrt{R i_0}$.

* При плавно-изменяющемся движении, если уравнение движения жидкости вывести с учетом боковых сил давления на поток и кривизмы живого сечения, вместо (3) придет и уравнению: $\frac{d\mathcal{E}}{dt} = i_0 - I \pm \frac{h}{B} \frac{db}{dt}$. Однако, это выражение не вводит качественных изменений в окончательные уравнения, приведенные в данной статье.

2. Движение при $h = \text{const}$. Из совместного решения уравнений (1) и (3) получаем:

$$\frac{db}{dt} = (1 - i_0) \frac{B}{\Pi_x h} \quad (5)$$

3. Движение при $\Pi_k = 1$. Из тех-же уравнений получаем:

$$\frac{db_k}{dt} = (I_k - i_0) \frac{B_k}{h_k} \quad (6)$$

Глубина потока в каждом сечении такого русла определяется по известной формуле критической глубины, которая в дифференциальной форме можно представить в виде:

$$\frac{dh_c}{dt} = \frac{2}{3} (i_0 - I_k) \quad (7)$$

Возможное очертание русел при $m = \text{const}$.

Решение и анализ уравнения (1) осложняется наличием в числителе dh/dt . Для разных значений dh/dt соответствующие кривые очертаний $b_1(t)$, при одинаковых условиях движения, будут отличаться друг от друга только в количественном отношении, а виды форм этих кривых будут одинаковы (рис. 1).

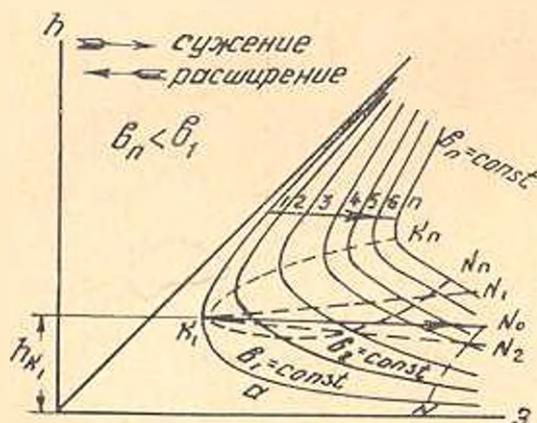


Рис. 1. График удельной энергии сечения $\mathcal{E}(h, b)$. 1, 2, 3 — кривые для отдельных сечений; K_1, K_n — кривая критических глубин; K_1, N_1 — линия подпора свободной поверхности; K_1, N_0 — линия свободной поверхности при постоянных глубинах; K_1, N_n — линия спада свободной поверхности; K_1, N_n — кривая произвольной свободной поверхности; N_1, N_0 — кривая нормальных глубин в конкретном русле.

При рассмотрении этого графика приходим к выводу, что и в бурном и в спокойном потоках, в руслах одинаковой формы возможны кривые спада и подпора в одной и той же зоне движения: форма непризматического русла не зависит от значения $\frac{dh}{dt}$. След-

овательно, для удобства анализа вместо общего уравнения (1), в силу (3), можно рассматривать следующее уравнения, при $dh/dt = 0$:

$$\frac{db}{dt} = \frac{B}{h\Pi_k} (I - i_0) \quad (8)$$

$$I = \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R} = i_0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^x \quad (9)$$

Найдем формы кривых очертаний непризматических русел

при $i_0 < i_k$ или $h_0 > h_k$.

Зона а. $h > h_0$. По (9) $I < i_0$, тогда из уравнения (8) следует,

что $\frac{db}{dl} < 0$. С целью исключения спада свободной поверхности потока в подводящем канале* с уклоном $i_1 < i_0$, необходимо сужение русла вниз по течению (рис. 2—1). При этом, поток с глубиной $h = h_0$ поступит в непризматическое русло, в начальном сечении которого по (9) $I = I_1 = i_1$.

Вниз по течению русло суживается таким образом, что кривая нормальных глубин асимптотически стремится к линии постоянных глубин, ($h_0 \rightarrow h_1$ и по (9) $I \rightarrow i_0$. Следовательно,

по уравнению (8) $\frac{db}{dl} \rightarrow \frac{i_1 - i_0}{\Pi_k} \cdot \frac{B}{h} \rightarrow 0$. Полу-

ченное очертание назовем очертанием типа a_1^c .

Зона b . $h < h_0$. По (9)

$I < i_0$, а по (8) $\frac{db}{dl} > 0$. В

начале потока $h = h_0$, тогда по (9) $I = I_1 = i_1$.

Вниз по течению поток стремится к равномерному, т. е. $h \rightarrow h_0$, тогда $I \rightarrow i_0$.

Из уравнения (8) следует, что $\frac{db}{dl} \rightarrow \frac{i_1 - i_0}{\Pi_k} \cdot \frac{B}{h} > 0$

(рис. 2—2). Полученное очертание назовем очертанием типа b_1^p .

В качестве примера предположим, что уменьшением уклона дна призматического русла с i_1 до i_0 равномерность движения нарушалась в подводящем канале и кривая свободной поверхности в нем приняла форму подпора. С целью восстановления равномерного движения в

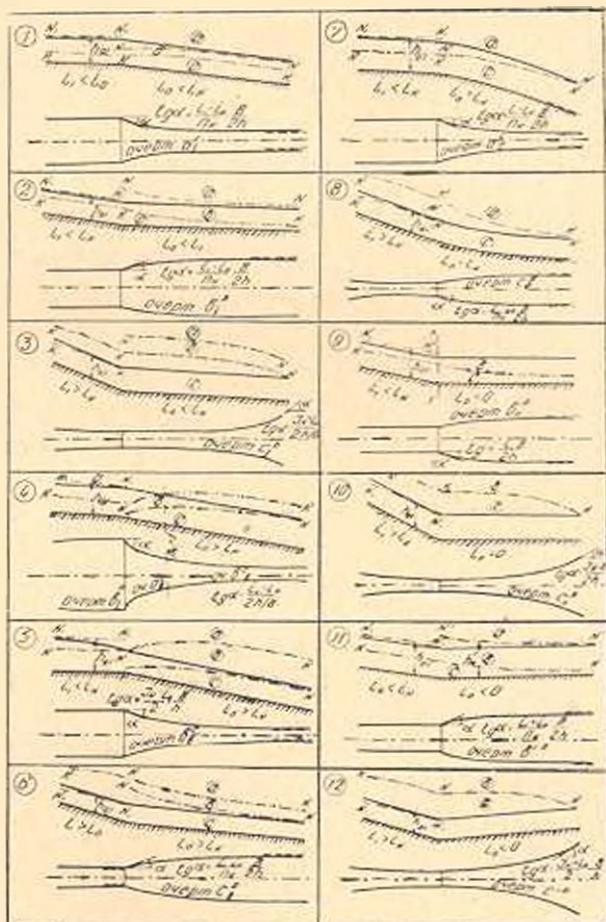


Рис. 2. Возможные очертания непризматических русел. Под каждым номером показаны продольный профиль русла и его план; сплошными линиями показаны свободные поверхности потоков и очертания непризматических русел.

* В дальнейшем все элементы, обозначенные индексом 1, относятся к подводящему каналу.

канале с l_1 и установления вниз по течению (на скаге l_0) движения с постоянной глубиной, необходимо расширение русла по его длине до такой ширины, при которой нормальная глубина становится постоянной.

Зона С. $h_0 > h_k > h$. По (9) $l > l_0$, тогда по (8) $\frac{db}{dl} > 0$ (рис. 2, 3).

При очень бурном состоянии потока ($Fr_0 \rightarrow \infty$) в начальном сечении его $\frac{db}{dl} \rightarrow 0$. Вниз по течению с постоянной глубиной ширина потока увеличиваясь достигает такого значения, при котором критическая глубина становится равной постоянной по длине потока, т. е. $h_1 = h_0$, тогда $l = l_k$ и $Fr_0 = 1$. Следовательно, на конце участка $\frac{db}{dl} = \frac{l_1 - l_0}{h} B$. Полученное очертание назовем типа C_1^P .

Повторяя вышеприведенные рассуждения для случаев $i_0 > i_k$, $i_0 = i_k$, $i_0 = 0$, $i_0 < 0$ получим всего 12 типов очертаний (рис. 2).

Пользуясь такими очертаниями, можно добиться плавного сопряжения свободных поверхностей в различных случаях встречающихся в гидротехнической практике.

Интегрирование уравнения (1) при $\frac{dh}{dl} = \text{const}$ и $\frac{dm}{dl} = 0$.

Большинство исследователей, занимавшихся решением уравнения (1), рассматривали частный случай, когда $h = \text{const}$. В работе И. И. Агроскина [3] наряду с этим дано также решение при $\frac{dh}{dl} = \text{const}$,

причем для этой цели им применен метод приближенного интегрирования академика С. А. Чаплыгина и получено решение, которое неудобно для практического применения.

По формуле (2) отношение $db/dl = \text{const}$ равносильно выражению $\frac{d\mathcal{E}}{dl} = \frac{d}{dl} \left(\frac{\alpha v^2}{2g} \right) = \text{const}$. Обозначая через

$$a_3 = \frac{d\mathcal{E}}{dl} \cdot a_v = \frac{d}{dl} \left(\frac{\alpha v^2}{2g} \right) \quad (10)$$

получим
$$\frac{dh}{dl} = a_3 - a_v = \text{const}, \quad (11)$$

$$h = h_0(a_3 - a_v) l, \quad (12)$$

где h_0 — глубина потока в начальном сечении.

На основании уравнения (1) в силу (10), (11) и (12) получим:

$$\frac{dl}{1 + \frac{h_0}{a_3 - a_v}} = \frac{db}{B \left[\frac{a_v}{Fr_k(a_3 - a_v)} + 1 \right]} \quad (13)$$

Ниже излагается метод интегрирования уравнений (13) путем введения переменной

$$z^x = \frac{1}{H_k} \frac{a_x}{a_x - a_0}, \quad (14)$$

кроме того принимается $db = \text{const} \cdot dz = adz$. (15)

В частности, для трапециoidalного сечения $B = B_0 = a(z - z_0) + \frac{1}{2}m(h - |h_0|)$. Поскольку в непризматических руслах глубина потока изменяется значительно менее интенсивно, чем ширина, можно допустить, что

$$B \approx a(z - A), \quad \text{где } A = z_0 - \frac{B_0}{a}. \quad (16)$$

Тогда, в силу (14), (15) и (16), уравнению (13) можно придать вид:

$$\frac{dl}{1 + \frac{h_0}{dh} \frac{dl}{dl}} = - \frac{dz}{(z - A)(z^x + 1)}. \quad (17)$$

Разложив в ряд правую часть уравнения (17) в интегральном виде, будем иметь:

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{dh}{dl} \frac{l_{1-2}}{h_0} + 1 \right) &= - \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{(z - A)(z^x + 1)} = - \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{z^{x+1} - Az^x + z - A} = \\ &= \int_{z_1}^{z_2} \left(\frac{1}{z^{x+1}} + \frac{A}{z^{x+2}} + \dots + \frac{A^{n-1}}{z^{x+n}} \right) dz + \int_{z_1}^{z_2} \frac{1/z^x \cdot dz}{z^{x+1} - Az^x + z - A} = \\ &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{z^{x+1}} \sum_1^n \left(\frac{A}{z} \right)^{n-1} dz + \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{z^{2x+1}} \sum_1^n \left(\frac{A}{z} \right)^{n-1} dz + \dots + \\ &+ \int_{z_1}^{z_2} \frac{(-1)^{k-1}}{z^{kx+1}} \sum_{n=1}^n \left(\frac{A}{z} \right)^{n-1} dz = - \int_{z_1}^{z_2} \sum_1^k \left[\frac{(-1)^{k-1}}{z^{kx+1}} \sum_1^n \left(\frac{A}{z} \right)^{n-1} \right] dz. \end{aligned}$$

Откуда

$$\ln \left(\frac{dh}{dl} \frac{l_{1-2}}{h_0} + 1 \right) = \sum_1^k \left[\frac{(-1)^{k-1}}{z^{kx}} \sum_1^n \left(\frac{A}{z} \right)^{n-1} \cdot \frac{1}{kx + n - 1} \right]. \quad (18)$$

Нетрудно доказать, что данный ряд сходится, при этом ряд n сходится медленнее ряда k .

Ограничиваясь тремя членами первого ряда и одним членом второго ряда, получим*:

* Здесь и ниже верхние знаки в уравнениях очертаний русел соответствуют положительному значению dh/dl , нижние — отрицательному.

$$\ln \left(\frac{dh}{dl} \cdot \frac{l_{1-z}}{h_0} + 1 \right) = \pm \frac{1}{z^x} \left[\frac{1}{x} \left(1 - \frac{0.5}{z^x} \right) + \frac{A}{z} \left(\frac{1}{x+1} + \frac{A}{z} \frac{1}{x+2} \right) \right] \Big|_1^z. \quad (19)$$

Это выражение является общим уравнением кривых очертаний непризматических русел при $z > 1$. Исходя из условия $z < 1$ можно прийти к аналогичному уравнению. Несмотря на произвол в выборе значения x , в условиях конкретной задачи, левая часть уравнения (19) не должна менять свое значение при разных x . При этом по (14) z^x не изменяется, следовательно, вообще говоря, не должно изменяться также значение выражения в квадратных скобках, хотя z и A зависят от x . Однако, в силу допущения (15) и вследствие ограничения членов ряда, правая часть уравнения (19) при разных x может принимать хотя и различные, но мало отличающиеся друг от друга значения. При этом очевидно, что наиболее надежным значением l_{1-z} будет то, при котором устраняется погрешность от допущения (15), т. е. при линейной связи между b и z . Следовательно, при пользовании уравнением (19) целесообразно выбирать x таким образом, чтобы значение a (а также A) оставалось постоянным по всей длине потока. Условимся в дальнейшем показателе степени x , удовлетворяющий этому условию, называть гидравлическим показателем ширины русла.

На основании (14) в силу (15) с точностью производной второго порядка, получим:

$$x = - \frac{b}{\Pi_k} \frac{d\Pi_k}{db} + \frac{b}{a_v} \frac{da_v}{db}$$

или

$$x = \frac{3}{1 + mh/b} - \frac{1}{1 + 2m/hb} + \frac{1}{i_0 - 1 - dh/dl} \left[\frac{3 + 2y}{1 + mh/b} - \frac{1 + 2y}{1 + 2h/b \sqrt{1 + m^2}} \right]. \quad (20)$$

Анализ и ориентировочные расчеты показали, что значение x изменяется в пределах от 1,8 до 2,3, поэтому можно в среднем принять $x = 2$.

Расчетные формулы для построения очертаний непризматических русел при $x = 2$

С достаточной точностью для практических расчетов можно принимать $x = 2$, тогда интеграл уравнения (17) примет вид:

$$1) \frac{dh}{dl} > 0; \quad \ln \left(\frac{dh}{dl} \frac{l_{1-z}}{h_0} + 1 \right) = \frac{1}{1 + A^2} \left(\ln \frac{\sqrt{z^2 + 1}}{z - A} + A \operatorname{arctg} z \right) \Big|_1^z, \quad (21)$$

где при $z > 1$, $\operatorname{arctg} z = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{z}$; а при $z < 1$, $\operatorname{arctg} z = \frac{\pi}{2} - z$.

$$2) \frac{dh}{dl} > 0; \lg \left(\frac{dh}{dl} \frac{l_{i-2}}{h_0} + 1 \right) = \frac{0,5}{1-A^2} [(1-A) \lg(z^2 - 1) + 2A \lg(i - 1) - 2 \lg(z - A)]_1^i, \quad (22)$$

где верхний знак соответствует случаю $z > 1$, а нижний случаю $z < 1$.

Если в уравнении (19) принять $x = 2$, получим следующую простую формулу, уступающую по точности предыдущим формулам:

$$\lg \left(\frac{dh}{dl} \frac{l_{i-2}}{h_0} + 1 \right) = \pm \frac{0,11}{z^2} \left[2 \mp \frac{1}{z^2} + \frac{A}{z} \left(1,3 + \frac{A}{z} \right) \right]_1^i. \quad (23)$$

Чтобы пользоваться формулами (19), (21), (22), (23) необходимо задаваться h_i и b_i и определять l_{i-1} .

Глубина h_i определяется по формуле:

$$h_i = h_0 + \frac{dh}{db} l_{i-1}.$$

Для определения ширины b_i воспользуемся интегралом выражения (10) полагая, что $a_r = \text{const}$. В этом случае получим

$$a(v_2^2 - v_1^2) - 2g a_r l_{i-1}$$

Откуда

$$b_i = \frac{Q}{h_i \sqrt{(Q/(a_{r-1}))^2 + 2g a_r l_{i-1}}} = \pi b_{i1}. \quad (24)$$

Следовательно, задаваясь l_{i-1} в качестве первого приближения, можно определить h_i и b_i . Далее по этим элементам сечения уточняем величину l_{i-1} уже по одной из формул очертаний.

Интегрирование уравнения движения жидкости при постоянной глубине потока

В результате совместного решения (1) и (3) при $dh/dl = 0$ получим

$$\frac{db}{dl} = \frac{l - l_k}{\Pi_k h/B}, \quad (25)$$

где $h = \text{const}$, $db = dB$.

$$l = \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R} = \Pi_k \frac{g}{\alpha} \frac{1}{C^2 R B} = \Pi_k \cdot l_k.$$

Здесь l_k представляет собой такой уклон дна, при котором поток с расходом Q в критическом его состоянии становится равномерным в мысленно представленном русле с соответствующим постоянным поперечным сечением. Предварительные расчеты показывают, что изменение l_k незначительно по длине потока и при интегрировании им можно пренебречь. Кроме этого заметим, что изменения $1/\Pi_k$ и B^2 идентичны. Так, для трапециoidalного сечения

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

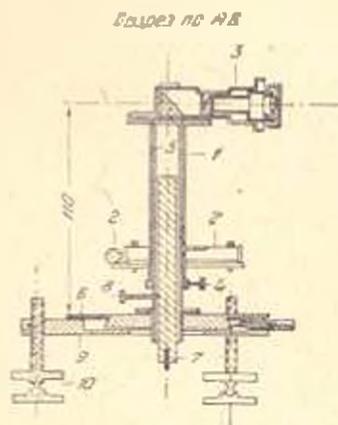
Р. А. МОВСЕСЯН

ОПТИЧЕСКИЙ ПРОЕКТИР

При измерении горизонтальных углов в триангуляции, приходится определять элементы редукций для введения поправок в измеренные углы. Существующий способ определения линейных элементов редукций, когда величина их не превышает 25—30 см, установкой теодолита в трех точках, расположенных на определенном расстоянии от вершины угла, оказывается весьма затруднительным, а подчас и невозможным в горных районах. Нами предложен новый способ определения линейных элементов редукций, в котором проектирование вершины сигнала на планшет производится не теодолитом, а с помощью оптического проектира [1]. В настоящей статье описывается более совершенная модель прибора.

Прибор состоит из следующих частей (рис. 1).

К втулке (1) прикреплены два цилиндрических урания (2) и трубка проектира (3); втулка (1) имеет закрепительный винт (4), ослабив который можно отделить втулку от оси (5) или же вращать вокруг нее; ось (5) под прямым углом прикреплена к пластине (6), в одной части оси свободно передвигается груз (7) с иглой на конце, положение которого фиксируется при помощи винта (8); пластина (6) опирается на подставку (9), которая имеет подъемные винты (10), микрометрические винты (11) и пружину (12). С помощью микрометрических винтов и пружины пластина (6) вместе с прикрепленной к



Вид сверху без пластины

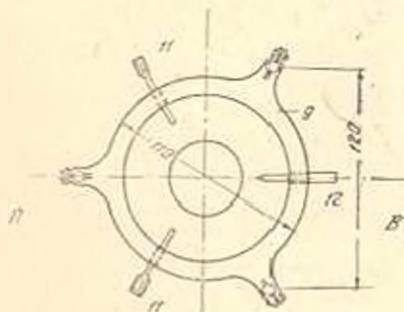


Рис. 1.

ней верхней частью прибора, может плавно передвигаться—скользить в пределах 1 см по поверхности подставки (9). Пластина (6), имеющая конический выступ в нижней части, прижимается силой пружины (12) к подставке (9), опираясь на нее внешней кольцевой частью. Для

отделения пластины от подставки необходимо вывинтить микрометричные винты (11), нажать слегка на пружину (12) и, наклонив ось (5), поднять ее вместе с пластиной.

Проектирование с помощью проектира точки, находящейся над планшетом, производится следующим образом: с помощью круглого уровня или на глаз приводят плоскость планшета в горизонтальное положение: устанавливают проектир на планшете, примерно под проектируемой точкой, действуя подъемными винтами с помощью цилиндрических уровней, приводят ось вращения и визирную ось трубки в отвесное положение, при этом плоскость подставки займет горизонтальное положение. Передвижением всего прибора по планшету добиваются того, чтобы проектируемая точка оказалась в поле зрения трубки, возможно ближе к его центру, при этом, обычно, пузырьки уровней сходят с середины. Действуя подъемными винтами, приводят пузырьки уровней точно на середину. С помощью микрометричных винтов добиваются совмещения проектируемой точки с пересечением сетки нитей трубки, и ослабив винт (8) производят с помощью иглы свободно падающего груза (7) наколку точки. В виду того, что плоскость подставки (9) находится в горизонтальном положении, при перемещении по ней пластины, ось (5) а вместе с ней визирная ось трубки (3) будут сохранять отвесное состояние. Указанное обстоятельство, вместе с устройством микрометричных винтов и пружины, обеспечивающих возможность точной и быстрой наводки, является важным преимуществом описываемой конструкции.

Нами изготовлен опытный образец прибора. Испытания, проведенные путем, описанным ранее [1] показали преимущества данной конструкции. Проектирование точки, благодаря наличию микрометричных винтов и пластины, сохраняющей горизонтальное положение во время работы, производится значительно быстрее и проще.

Ереванский политехнический
институт им. К. Маркса

Поступило 5 I 1958

Ռ. Ա. ՄՈՍԵՅԱՆ

ՄԻՏՅԻԿԱԿԱՆ ԱՌԻԱՋԱԶԿԻԶ

Ու մ փ ո փ ո ս մ

Նկարագրվող օպտիկական գործիքը ծառայում է ուղղակցիալի գծային էլեմենտների որոշմանը, հեղինակի կողմից առաջարկված մեթոդով:

Գործիքի կիրառումը հեշտացնում և արագացնում է աշխատանքը՝ հոանկյունաչափական կետի վրա գրված բութի դադաթը պլանշետի վրա առաջադելյա մամանով: Հատկապես ձևոնտու է գործիքի կիրառումը լիտնային շերտաչափերում, երբ լիտնային դադաթները, որոնց վրա դառավորված են հոանկյունաչափական կետերը, ունեն սահմանափակ տարածություն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Определение линейных элементов центрировок и редукций. Труды ДИИ, Маркшейдерское дело, вып. V, 1957 г.

