

УДК626/075.081

МУРСАЛОВ А.А., МЕХТИЕВА Р.И., ДЖАФАРОВА Г.З.

АзАСУ

aqil10233@gmail.com; r.mehdiyeva101@gmail.com, gunnel03cafarova@gmail.com

СТАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЁТА ЗАТВОРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ВОДОВЫПУСКНЫХ СООРУЖЕНИЯХ ГИДРОУЗЛА КЁНДЕЛЕНЧАЯ-2

Гидротехнические сооружения имеют отверстия для пропуска воды. Эти отверстия перекрываются затворами. Перемещая (передвигая) затворы, можно закрывать отверстия, открывать их полностью или частично. Таким образом, перемещая затворы, можно регулировать уровень воды перед ними, управлять расходами, пропускаемыми через отверстия сооружений, производить смыв наносов через донные отверстия (глубинные затворы), удалять лёд, шугу и плавник через верхние отверстия или поверхностные затворы водохранилища на реках, создаваемых Кёнденленчая. Напор, приходящийся на затвор H_3 , который представляет собой разность удельной энергии потока перед затвором $(p_1/\gamma + v_1^2/(2g))$ и потенциальной энергии p_2/γ за затвором [1], но непосредственно за ним, как это принято в определении H_3 , а в сечении, расположенном в конце участка, в пределах которого происходит выравнивание эпюр, распределение скоростей и давлений за затвором:

$$H_3 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_2}{\gamma} \quad (1)$$

Если перед затвором и за ним водовод имеет постоянное сечение, где средняя скорость течения $v = v_1 = v_2$, то

$$H_3 = (1 + x_3) \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Где ξ_3 – коэффициент гидравлического сопротивления затвора для клинового диска (рис. 1), или плоского затвора с клапаном

определяется по формулам [1]:

$$\xi_3 = \left(\frac{1}{\varepsilon m} - 1 \right)^2 = \left(\frac{1}{\omega_{сж} / \omega_2} - 1 \right)^2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_{сж}} - 1 \right)^2 \quad (3)$$

-при прямоугольном сечении:

$$\omega_2 = b \cdot h; \quad \omega_{сж} = h_{сж} b; \quad \xi_3 = (p_2/h_{сж} - 1)^2 \quad (4)$$

- при прямоугольном сечении диафрагмы (с диаметром d):

$$\omega_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}; \quad \omega_{сж} = \frac{\pi d_{сж}^2}{4}; \quad \xi_3 = \left[\left(\frac{d_2}{d_{сж}} \right)^2 - 1 \right]^2 \quad (5)$$

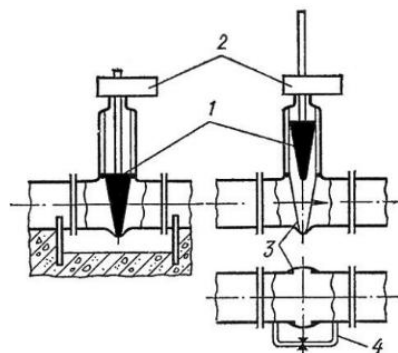


Рис.1. Глубинные затворы напорных трубопроводов.

- при перемещении клапана затвора S от положения, соответствующего полному

закрытию отверстия, отнесённым к длине полного рабочего хода клапана $t(n=S/t)$, или диаметру подводящего трубопровода $D(n=S/D)$, или перемещения задвижки S ,

отнесённым к внутреннему (рис. 2) диаметру $D(n=S/D)$, значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_3 находится по таблице 1:

Таблица 1

Открытие $n=S/D$, или $n=S/t$											
Коэффициент: n	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95
ξ_3	0.07	0.126	0.0337	0.71	1.31	2.5	5.0	10.1	31.0	200	850

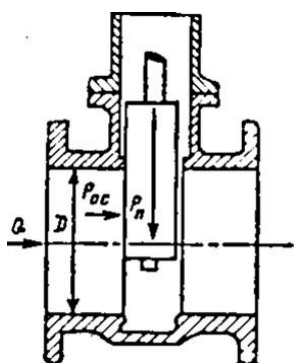


Рис. 2. Схема круглой задвижки как плоского затвора.

$$M = \gamma \cdot m \cdot L^3 \cdot H_3 \quad (11)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3, m$ – безразмерные коэффициенты, зависящие от положения клапана затвора в потоке (степени открытия отверстия), принимаются по существующим данным; L – характерный линейный размер затвора, например диаметр круглого проходного отверстия затвора.

Кроме главной гидростатической нагрузки, действующей перпендикулярно нагруженной поверхности затвора, и веса воды, расположенной над верхней плоскостью затвора, на плоские затворы действуют вертикальные гидростатические нагрузки, зависящие от конструкции нижней кромки затвора и направленные обычно вверх так называемой выпор. Выпор может быть определён по схеме на рис. 3, а представленной для случая давления воды только со стороны верхнего бьефа [3]:

Расчёт проводится методом интерполяции:

$$Q = \mu_3 \Omega_3^2 \sqrt{(2gH_3)} \quad (6)$$

где μ_3 - коэффициент расхода отверстия

$$\mu_3 = \frac{1}{\sqrt{(1 + \xi_3)}} \quad (7)$$

В общем случае в комплекс силовых величин, характеризующих воздействия потока на клапан, входит гидродинамическая сила P с двумя её составляющими осевой P_{oc} (направленный по оси водовода то есть вдоль потока) и поперечный к направлению потока P_n , а также гидродинамический крутящий момент передающийся на вал затвора.

А срединные значения P, P_{oc}, P_n и M определяются по следующим зависимостям:

$$P = \gamma \beta \Omega_3 H_3 \quad (8)$$

$$P_{oc} = \gamma \beta_{oc} \Omega_3 H_3 \quad (9)$$

$$P_n = \gamma \beta_n \Omega_3 H_3 \quad (10)$$

$$P_{вып} = P\phi_1 + P\phi_2 = \rho g H_3 (a + 0,5b) l_2 \quad (12)$$

где a – расстояние от лицевой грани обшивки до передней кромки донного уплотнения.

Аналогично следует учитывать и давление воды со стороны нижнего бьефа [4]. Если очертание низа затвора не обеспечивает свободного расширения вытекающей из-под затвора струи (рис. 4, а-г) и зона возможного вакуума не обеспечена аэрацией, то в расчётах затворов необходимо учитывать влияние вакуума. Вакуум создаётся подсос – вертикально усилия, направленное вниз. Интенсивность подсоса принимают для глубинного затвора выпуска водохранилища гидроузла на реке Кёнделенчая равной $q=0.062-0.065Mna$.

Подсос (рис. 3, в) определяют по формуле:

$$P_{под} = q_{под} \cdot B_{уп} \cdot L_{уп} \quad (13)$$

где $B_{уп}$ - ширина уплотняющей площади, $L_{уп}$ - нагруженная длина уплотняющей площади.

Интенсивность вертикального усилия, направленного вниз действует поверхности протекающего потока через плоский затвор с постоянным расходом (напором) определяется последующей формы

$$q_{под} = (1/2) \rho g [(H_в - h_з) - hc] = 1/2 \rho g [H_в - (h_з + hc)] \quad (14)$$

где: ρ - плотность воды ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$); $H_в$ - глубина воды в верхнем бьефе над порогом водовыпуска, $h_з$ - высота подъема глубинного затвора, hc - первая сопряженная глубина за затвором $hc = \varepsilon h_з$, ε - коэффициент вертикального сжатия $\varepsilon = 0.62 - 0.65$

$$q_{под} = (1/2) \rho g [H_в - (1 + \varepsilon) h_з]. \quad (15)$$

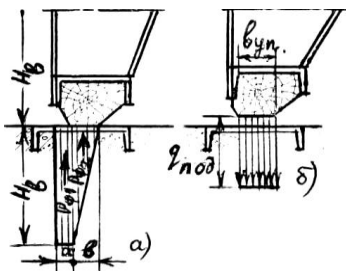


Рис. 3. Вертикальные нагрузки на низ затвора.

Для устранения возможности появления вакуума необходимо предусматривать специальные меры при проектировании:

а) донному деревянному уплотнению придают более плавное очертание, ширину нижней горизонтальной поверхности уплотняющих брусков по возможности уменьшают и устраивают скосы брусков с напорной и противоположные стороны (рис. 4, б); в последнее время применяют уплотнение из поясовой резины (рис. 4, в) или стального листа;

б) пороги водосливов непосредственно за кромкой затвора придают уклон в сторону нижнего бьефа (рис. 4, в);

в) водо сливному гребню затворов придают плавное очертания;

г) за затворами галереей трубопроводов и туннелей для уменьшения вакуума выдают воздух (рис. 4, г);

д) между плоскостями нижней грани затвора и водослива обеспечивают угол больше или равный 30° , при таких углах вода свободно протекает в нижний бьеф, не захлестывая низовых частей затвора (рис. 4, а).

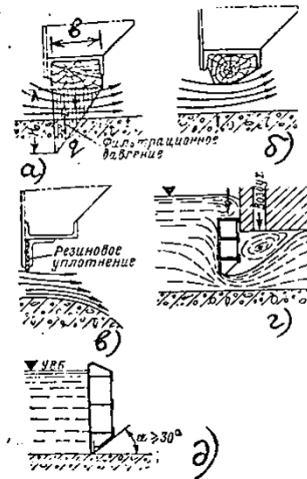


Рис. 4. Характер обтекания водой нижней кромки затвора.

Сила фильтрационного давления воды в уплотнение затвора (рис. 4, а) вычисляют по формуле:

$$P_f = 0.5 H \rho g v L_2 \quad (16)$$

Где H - напор над отметкой порога, или максимальная координата эпюры фильтрационного давления; v - ширина площади касания уплотнения, L_2 - длина касания площади уплотнения.

Для статического расчёта плоских колёсных затворов с роликовыми подшипниками сила сопротивления при перемещении затвора определяется по формуле:

$$T_k = \pm (P_k / R) \mu ((R_1 / r_1) + 1). \quad (17)$$

Где R - радиус колеса, r_1 - радиус роликов подшипника, R_1 - радиус внешней окружности качения роликов подшипника, μ - коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Диаметр ширины или ролика одно-родных шариковых и роликовых подшипников можно приближенно определить:

$$d=(0.60\div 0.65)a \quad (18)$$

где a – высота сечения подшипника:

$$a=(D_{нар}-D_{вн})/2.$$

Ходовые колёса затворов в зависимости от формы обода делят на ребордные и безребордные. Сопряжение реборды с поверхностью катания колеса должно выполняться по радиусу, на 1–1,5 мм превышающему радиус закругления головки рельса. Расчёт втулки на удельное давление:

$$\sigma=P_k/(d_{эм}\cdot l_{эм}) \quad (19)$$

где: P_k – усилие на колесе; $d_{эм}$ – внутренний диаметр втулки; $l_{эм}$ – рабочая длина втулки.

Расчёт оси колеса на изгиб при одной втулке [6]:

$$\begin{aligned} \sigma &= M/W = P_k l / (4 \cdot 0,1 d^3) = \\ &= P_k l / (0,4 d^3) \leq [\sigma] \end{aligned} \quad (20)$$

Расчёт оси колеса на изгиб при двух втулках (рис. 5):

$$\begin{aligned} M &= P_k/2 (P_k/2 + a - s/2) - P_k/2 \cdot l_{эм}/4 = \\ &= P_k/8 (2l_{эм} + 4a - 2s - l_{эм}). \end{aligned} \quad (21)$$

Где: $l_{эм}$ – длина ступицы; s – зазор между втулками: $s = l - (l_{эм} + 2a)$; a – расстояние от краёв до направления реакций, может быть принято равным $a = 2 \div 3$ см.

Так как $l_{эм} = l_{эм} - s$, то

$$M = P_k/8 (l_{эм} + 4a) = P_k/8 (l_{эм} + 4a - s), \quad (22)$$

И тогда напряжение при $W = 0,1 d^3$ будет:

$$\sigma = M/W = P_k (l_{эм} + 4a - s) / (0,8 d^3) \leq [\sigma] \quad (23)$$

где: $[\sigma]$ – допускаемое напряжение составляет: $[\sigma] = 5,5 - 7,5$ МПа в зависимости от марки стали [7; 9], а на сжатии бетона

$[\sigma] = 8$ МПа; P_k – усилие на одно колесо: $P_k = P/n$; P – полная гидростатическая нагрузка на затвор; n – число колёс.

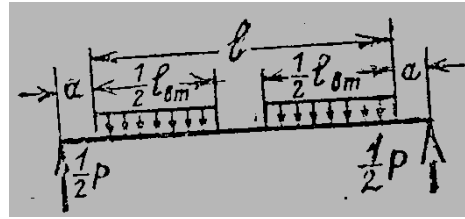


Рис.5. Схема для расчёта оси колеса на изгиб при двух втулках

Для плоских колёсных затворов с подшипниками скользящего трения сила сопротивления движению на одно колесо передаваемое при перемещении затвора, определяется по формуле:

$$T_k = \pm (P_k/R)(f_0 + f_1 r). \quad (24)$$

Где: R – радиус колеса, r – радиус оси колеса, f_0 – коэффициент трения качения колеса по рельсу: $f_0 = 0,1$; $f_1 = 0,2$.

Для того чтобы проводить предлагаемые статические расчётные методики плоского затвора в воду выпуска гидроузла Кёнделенчая - 2 воспользуемся следующими исходными данными: $\nabla_{НПУ} = 427,5$ м; $\nabla_{Пор.водовып.} = 414,0$ м; $Q = 1,11$ м³/сек; внутренний диаметр трубопровода водовыпуска: $D = 600$ мм = 0,6 м; $H_3 = 13,5$ м.

Принимая что Ω_3 определяется по формуле $\Omega_3 = 0,25\pi D^2$, коэффициент гидравлического сопротивления ζ_3 определяется по формуле (6) и (7):

$$\begin{aligned} \zeta_3 &= (2g\Omega_3^2 H_3 / Q^2) - 1 = \pi^2 D^4 g H_3 / (8Q^2) - 1 = \\ &= 3,14^2 \cdot 0,6^4 \cdot 9,81 \cdot 13,5 / (8 \cdot 1,11^2) - 1 = \\ &= 17,2 - 1 = 16,2; \\ \zeta_3 &= 16,2. \end{aligned}$$

По таблице 1 методом интерполяции, при значении $\zeta_3 = 16,2$ определяем коэффициент открытия задвижки (n):

$$\begin{aligned} n &= n_1 + (n_2 - n_1) / (\zeta_{32} - \zeta_{31}) \cdot (\zeta_3 - \zeta_{31}) = 0,7 + \\ &+ (0,8 - 0,7) / (31 - 10,1) \cdot (16,2 - 10,1) = 0,73; \\ n &= S/D = 0,73. \end{aligned}$$

Высота открытия задвижки будет:

$$S=nD=0,73 \cdot 0,6=0,46 \text{ м.}$$

Признай размеры плоского затвора и донной трубы $a=0,6 \text{ м}$, $b=1,4 \text{ м}$, $l_2=2,4 \text{ м}$ и $h=3,6 \text{ м}$, по рис.3 и по формуле (12) фильтрационная сила так называемый выпор от вертикальной нагрузки на низ вычисляется следующим образом ($H_0=H_3=13,5 \text{ м}$):

$$P_{\text{вып}}=\rho g H_0 l_2 (a+0,5b)=1000 \cdot 9,81 \cdot 13,5 \cdot 2,4(0,6+0,5 \cdot 1,4)=413197,2=413,2 \text{ кН};$$
$$P_{\text{вып}}=413,2 \text{ кН.}$$

Интенсивность подсоса (рис. 3, б) для глубинного затвора при $h_3=S=0,46 \text{ м}$ можно определить по формуле (15):

$$q_{\text{под}}=(1/2) \rho g [H_0-(1+\xi_3)h_3]=$$
$$=1/2 \cdot 1000 \cdot 9,81 [13,5-(1+0,62) \cdot 0,46]=$$
$$=62562,3 \text{ Н/м}^2 \approx 0,063 \text{ МПа и}$$

располагается в указанном интервале:

$$0,062 \text{ МПа} < q_{\text{под}} = 0,063 \text{ МПа} < 0,065 \text{ МПа}$$

При лошади площадки касания уплотнение $b=2,0 \text{ м}$, при напоре $H_0=H_3=13,5 \text{ м}$ сила фильтрационного давления воды (рисунок 4, а) в уплотнениях затвора вычисляются по формуле (16):

$$P_{\phi}=0,5 \rho g H_0 b$$
$$l_2=0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 13,5 \cdot 2,0 \cdot 2,4=317844$$
$$H \approx 318 \text{ кН.}$$

Зная:

$$R=0,15-0,5 \text{ м}=0,4 \text{ м}; P=P_{\text{вып}}=413197,2 \text{ Н};$$
$$n=6P_k=P/n=413197,2/6=68866,2 \text{ Н};$$
$$r_1=0,05 \text{ м}; \mu=0,3 [8, \text{ с.67}]; Rl=0,08 \text{ м}$$

вычисляем силу опротивления при перемещении плоских колёсных затворов с роликовыми подшипниками по формуле (17):

$$T_k=P_k/R \cdot \mu (R_1/r_1+1)=134289 \text{ Н} \approx 134,3 \text{ кН}$$

Со скользящим подшипником плоского затвора, при радиусе оси колеса $r=0,03 \text{ м}$, можно определить по формуле (24):

$$T_k=P_k/R (f_0 + f_1 r)=18249,5 \text{ Н} \approx 18,25 \text{ кН.}$$

При проверке прочности втулки плоского затвора по условию: $\sigma \leq [\sigma]$ воспользуемся значениями (20) и (23). Зная

$$D=2Rl=2 \cdot 0,08 \text{ м}=0,16 \text{ м}$$

и

$$D_{\text{вн}}=2 \cdot \mu=2 \cdot 0,05=0,1 \text{ м}$$

высота сечения подшипника будет:

$$a=0,5 (D_{\text{нар}}-D_{\text{вн}})=0,5(0,16-0,1)=0,03 \text{ м}$$

Зная диаметр стальной втулки и длину при значениях $d=0,34 \text{ м}$, $l=1,2 \text{ м}$ по формуле (20) прочность оси колеса на изгиб при одной втулке, будет:

$$\sigma=Pkl/(0,4 d^3)=(68866,2 \cdot 1,2)/(0,4 \cdot 0,34^3)=5,26 \text{ МПа} < [\sigma]=5,5 \text{ МПа}$$

При расстоянии от краев до направления силы реакций $a=2 \text{ см}=0,02 \text{ м}$, зазор между втулками $s=0,36 \text{ м}$, внутренняя длина $l_{\text{вн}}=l-(2a+s)=1,2-(2 \cdot 0,02+0,36)=0,8 \text{ м}$ (рис.5) и длина ступицы $l_{\text{ст}}=l_{\text{вн}}+s=0,8+0,36=1,16 \text{ м}$ по формуле (23) прочность оси колеса на изгибе при двух втулках назначается

$$\sigma=P_k(l_{\text{ст}}+4as)/(0,8d^3)=1927356,5 \text{ Па}=1,93 \text{ МПа} \leq [\sigma]=5,5 \text{ МПа}$$

Принимаем прочность обеспеченной. Прочность оси колеса на изгиб при одной и двух втулках плоского затвора применяемых водовыпуска гидроузла Кёнденченая - 2 обеспечивается. Приведённые исследования и их полученные результаты дают возможность конструировать по проектным данным сооружениям гидроузла Кёнденченая-2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Musayev Z.S., Məmmədov K.M., Zərbəliyev M.S. Hidravlika və hidravliki maşınlar. Bakı: "Təhsil" NPM, 2019, 420 s.
2. Məmmədov K.M., Musayev Z.S. Hidrotexniki qurğular. Bakı: "Təhsil" NPM, 2006, 406 s.

3. Musayev Z.S. və b. Hidrotexniki qurğular. Bakı: "Təhsil" NPM, 2009, 688 s.
4. Замарин Е.А., Фадеев В.В. Гидротехнические сооружения. Москва, 1965, 624 с.
5. Полонский Г.А. Механическое оборудование гидротехнических сооружений. Москва, 1982, 352с.
6. Ağayev N.H., Zeynalov L.M. Metal konstruksiyaları. Bakı, 2008, 388s.
7. СНиП 2.04.12-86. Расчет на прочность стальных трубопроводах.
8. Mammadov K.M. və b. Neftiğilan, nəql edən, mühəndis qurğuları və avadanlıqları. Bakı, 2009, 212s.
9. Əliyev İ.Q., Dostizadə M.Ə. Yerüstü və yeraltı boru kəmərlərinin divarlarına olan bütün statiki təsirlərin hesablanma prosesinin tədqiq olunması. // "Ekologiya və su təsərrüfatı" elmi-texniki istehsalat jurnalı №1, Bakı, 2025, s. 98-103.

Mürsəlov A.Ə., Mehtiyeva R.İ., Cəfərova G.Z.

AzMIU

Köndələnçay-2 hidrodüyünün suburaxıcı qurğuda tətbiq olunan bağlayıcıların statiki hesablanma metodikaları

XÜLASƏ

Elmi məqalə Köndələnçay-2 hidrodüyünün tərkibində olan suburaxıcı qurğuda yerləşdirilən müstəvi tipli dərinlik bağlayıcısının statiki təsirlərə hesablanma metodikalarının işlənməsinə həsr olunmuşdur. Köndələnçay - 2 hidroqovşağının həm bəndinin tərkibində, həm də aşağı byefində müvafiq olaraq dərinlik bağlayıcısından və siyirtmədən keçən axının məlum sərfinə görə onların açılma hündürlüyü tapıla bilər. Aşağı ucunun ağac brusu ilə sıxlaşdırılma halında müstəvi bağlayıcıya təsir göstərən sıxma təzyiqli qüvvələrini və bağlayıcı tərəfindən onun altından keçən axının səthinə təsir göstərən statiki

təzyiqli yükünü tapmaq mümkün olmuşdur. Müstəvi bağlayıcının hərəkətədirici təsirlərinin və millərin üzərinə düşən statiki yüklər tapılmaqla, onların möhkəmliyə hesablama metodikası işlənməmişdir.

Açar sözlər: müstəvi bağlayıcı, siyirtmə, hidrostatiki təzyiqli yükü, müqavimət qüvvəsi, bağlayıcının yerdəyişməsi (qaldırılması), möhkəmliyə yoxlanma.

Mursalov A.A., Mehtiyeva R.I., Jafarova G.Z.

AzUAC

Static calculation methods of gates used in the water outlets of the Kondalanchay-2 hydraulic structures knot

ABSTRACT

The scientific article is devoted to the discussion of the calculation methods of the plain submerged gate placed in the water outlets of the Kondalanchay-2 hydraulic structures knot for the static forces. The gate opening can be found both in the dam and in the downstream of the Kondalanchay-2 hydraulic structures knot, depending on the known flow rate through the submerged gate and the valve. It was possible to find the compression forces acting on the plain gate in the case of compaction of its lower end with a wooden beam and the static pressure load caused by the gate acting on the surface of the flow passing under it. By finding the static loads acting on the driving wheels and shafts of the plain gate, a method for calculating their endurance was developed.

Keywords: plain gate, valve, hydrostatic pressure load, resistance force, displacement (lifting) of the gate, test for endurance.

Məqaləyə AzMIU-nun "Meliorasiya və su təsərrüfatı tikintisi" kafedrasının dosenti N.A. Səfərova rəy vermişdir.

Redaksiyaya daxil olma/Received 03.03.2026

Çapa qəbul olunma/Accepted for publication 31.03.2026