электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51036. ISSN 2307-0595

Динамические процессы при использовании низкопотенциальной гидроэнергии

 # 06, июнь 2015

Бакунин В. В.[1,*]

УДК: 621.227

[1]Россия, Челябинская государственная агроинженерная академия
[*]vadbak@list.ru

Введение

Существует большое количество источников гидроэнергии в виде небольших плотин, рек, каналов. Гидромеханическая энергия потоков этих источников отличается низкой потенциальной энергией. Во многих случаях хозяйственной деятельности человека требуется поднять воду выше уровня источника без использования дополнительной энергии (электрической, энергии сгорания топлива, тепловой и т.д.). Ряд устройств способен преобразовывать полную гидромеханическую энергию потока за счёт энергии самого потока, повышая потенциальную энергию за счёт уменьшения кинетической энергии. Примером могут служить преобразователи типа «турбина-насос», насос на основе Архимедовой силы и другие. Интересным устройством с этой точки зрения является гидравлический таран – насос-преобразователь напора, принцип работы которого основан на периодически повторяющемся гидравлическом ударе в автоматическом режиме (рис.1). В основном, физико-математическое описание работы гидравлического тарана было сделано к середине 20 века работами Н.Е Жуковского, его учениками, а также советскими учёными и инженерами – С.Д. Чистопольским [3], Трембовельским, В.М. Овсепяном [1] и другими. В основе их работ делалось два допущения – ударный клапан закрывается «мгновенно» и следовательно гидравлический удар прямой, что обеспечивалось рекомендованной длиной питательной трубы, минимальная длина которой определялась либо экспериментально, либо на основе эмпирических формул [1]. В этих случаях их методики дают хорошие практические результаты, в чём автор также убедился, исследуя работу своего тарана [2], [6]. В то же время, увеличение разнообразия материалов труб, конструкций гидротаранов требуют теоретического решения для проектирования оптимальных гидротаранов. К тому же, теоретическое решение позволит снизить длину питательной трубы и повысить КПД гидротарана.

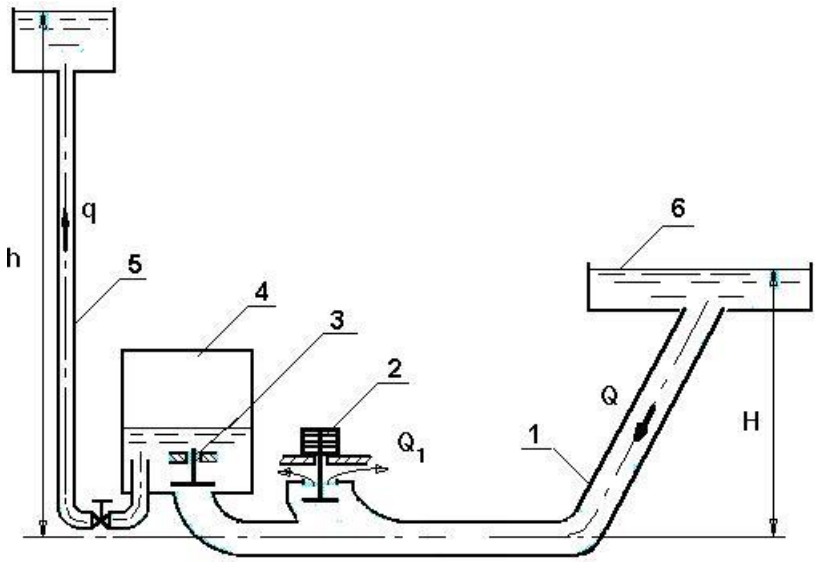


Рис.1. Принципиальная схема гидротарана

Особенностью гидравлического удара в гидротаране является то, что причиной удара и повышения давления является закрытие ударного клапана, а причиной закрытия ударного клапана является давление под клапаном. То есть закон изменения давления под клапаном и закон движения клапана взаимосвязаны и влияют друг на друга.

Таким образом, автор поставил перед собой задачу определить эти законы и на этой основе получить эксплуатационные характеристики гидротарана с учётом инерционности ударного клапана, т.е. найти зависимости хода ударного клапана 2 (рис.1), давления под клапаном и скорости истечения жидкости из-под клапана от времени процесса работы ударного клапана. Это позволит теоретически найти время закрытия клапана, а также минимальную длину питательной трубы 1, при которой гидроудар будет прямым.

1. Теоретические исследования

Под непрямым гидравлическим ударом понимается такой гидравлический удар, при котором время полного закрытия ударного клапана будет больше, чем фаза гидроудара, т.е. с момента возникновения ударной волны повышенного давления у клапана к моменту возврата ударной волны пониженного давления к нему, клапан еще не закрылся:

$$t_z > t_p,$$

где t_z – время закрытия ударного клапана; t_p – фаза гидроудара.

$$t_p = \frac{2 \cdot L}{c}, \qquad (1)$$

где c– скорость распространения ударной волны.

Как видно из (1) длина L питательной трубы гидротарана существенно влияет на величину максимального давления в гидротаране, так как она непосредственно определяет время, до которого давление еще растет по мере закрытия клапана. Причем, как показы-

вают опыты, это максимальное давление может оказаться значительно меньше, чем при прямом гидравлическом ударе. Поэтому очень важно определить минимальную длину, при которой работа тарана была бы еще эффективной.

С этой целью необходимо найти зависимость нарастания давления под клапаном от времени. Максимальное давление таран разовьет при полностью закрытом вентиле на выходной (нагнетательной) трубе 5 (рис. 1), т.е. при нулевом расходе q на выходе из тарана. В этом случае таран работает сам на себе и нагнетательный клапан 3 закрыт.

Рассмотрим работу ударного клапана с момента времени, когда он полностью опустился (открылся), до момента, когда он полностью закроется. Физическая модель процесса представляется автору следующим образом.

На первом этапе происходит разгон жидкости при неподвижном клапане так, как это было изложено в [1]. При этом давление в сечении 1-1 (рис. 2) нарастает с ростом скорости разгона жидкости $\boldsymbol{v}$. Скорость будет зависеть от ряда постоянных параметров и одного переменного – времени.

На втором этапе, при достижении давления в сечении 1-1 величины, достаточной для преодоления силы сопротивления клапана, клапан приходит в движение. Заметим, что сила сопротивления клапана определяется фактическим весом клапана и силой трения штока клапана о гильзу, то есть массу клапана можно представить как приведённую [2]. При этом движущая сила определяется все тем же инерционным давлением, зависящим от скорости истечения жидкости. Поскольку жидкость обладает инертностью, то скорость жидкости еще некоторое время будет расти, хотя рост этот будет заметно падать по сравнению с ростом скорости при неподвижном клапане. Это связано с тем, что при закрытии клапана увеличивается его гидравлическое сопротивление. И на этом этапе скорость истечения жидкости $\boldsymbol{v}$, а значит и давление являются функциями не только времени, но и положения клапана, т.е. его координаты $\boldsymbol{y}$. Через какое-то время $\boldsymbol{t_0}$ клапан пройдет путь $\boldsymbol{y_0}$, при котором скорость истечения жидкости достигнет своего максимума $\boldsymbol{v_m}$, после чего скорость истечения начинает резко падать и наступает третий этап движения клапана.

На третьем этапе с момента времени $\boldsymbol{t_0}$ (начала падения скорости истечения жидкости v) происходит непосредственный гидравлический удар и давление под клапаном уже определяется не только инерционной составляющей, но, главным образом, разностью максимальной скорости истечения v_m и текущей уменьшающейся скоростью истечения v (формула Жуковского). При этом, с момента времени t_0 происходит распространение ударной волны повышенного давления от клапана к питательному бассейну. При достижении этой волны питательного бассейна образуется обратная волна пониженного давления, которая движется в обратном направлении, т.е. к клапану. И через время t_p с начала образования ударной волны у клапана, эта волна пониженного давления приходит к клапану и начинается четвёртый этап.

На четвертом этапе клапан завершает свое закрытие под действием суммы падающего инерционного давления и ударного давления, рост которого замедлен на величину об-

ратного пониженного ударного давления, величина которого меньше повышенного ударного давления, поскольку пониженное давление запаздывает на время фазы гидроудара.

К моменту закрытия клапана это суммарное давление и определит максимальное давление, которое и определяет расход через нагнетательный клапан 3 в воздушном колпаке 4 (рис.1).

Подытоживая вышенаписанное, заметим, что при движении клапана (начиная со второго этапа) давление под ним определяется двумя переменными: временем t и координатой клапана *y*, причем *y* является функцией от времени *t*. Точнее сказать, что давление будет сложной функцией от времени.

Составим математическую модель процесса. Для этого обратимся к расчетной схеме, представленной на рисунке 2.

В начальный момент времени клапан находится в крайнем нижнем положении и отрегулирован на максимальную величину хода y_m. Будем вести отсчет координаты *y* от этого нулевого положения (по направлению скорости движения клапана *u*). В этом случае формула определения гидравлического сопротивления клапанного узла по [5] преобразуется

$$\varsigma_{кл}(y) = \zeta(y_m - y). \qquad (2)$$

На *первом этапе* (при неподвижном клапане, период разгона жидкости) гидравлическое сопротивление клапанного узла постоянно и определяется по (2) при *y* = 0:

$$\varsigma_{кл}(0) = \zeta(y_m).$$

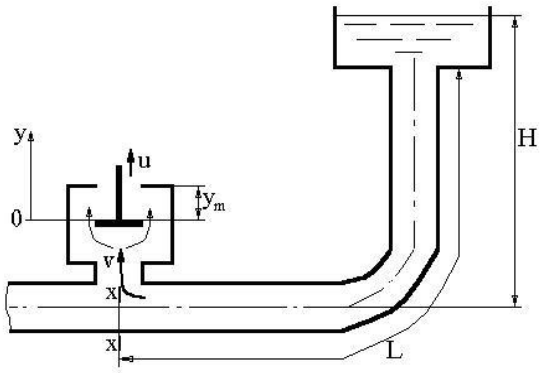


Рис. 2. Расчётная схема скорости истечения жидкости через ударный клапан

В этом случае скорость истечения жидкости нарастает в зависимости от времени по закону гиперболического тангенса [1]:

$$v(t) = v_{c0} \cdot th\frac{t}{2 \cdot \tau_0}, \qquad (3)$$

где $v_{c0} = \sqrt{\dfrac{2 \cdot g \cdot H}{1 + \varsigma_{тр} + \varsigma_{кл}(0)}}$ – скорость установившегося истечения жидкости;

$\tau_0 = \dfrac{L}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \left(1 + \varsigma_{тр} + \varsigma_{кл}(0)\right)}}$ – постоянная времени.

Избыточное давление в сечении х-х найдем из уравнения Бернулли, составленного для сечения х-х и сечения 2-2 на выходе из клапанного узла:

$$p_x = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \varsigma_{кл}(0) \cdot v(t)^2, \tag{4}$$

где ρ– плотность жидкости,

$v(t)$ – скорость воды в питательной трубе.

Тогда, с учетом (4) и (3) запишем закон изменения давления в сечении *х-х* от времени

$$\mathrm{p(t)} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \varsigma_{\mathrm{кл}}(0) \cdot \left[\mathrm{v_{c0}} \cdot \mathrm{th} \frac{\mathrm{t}}{2 \cdot \tau_0} \right]^2. \tag{5}$$

В какой-то момент времени T_0 давление достигает величины $p_н$, при котором сила давления на клапан становится равной силе тяжести клапана, записанной с учётом приведённой массы, в которой учитываем силу трения [2]. Из условия равновесия этих двух сил определяем начальное давление (т.е. в момент начала движения клапана):

$$p_н = \frac{m \cdot g}{\omega}, \tag{6}$$

где *m* – приведённая масса клапана;

ω– площадь выходного отверстия ударного узла.

Зная $p_н$, можно найти время разгона T_0 из (5):

$$\mathrm{T_0} = 2 \cdot \tau_0 \cdot \mathrm{arth}\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \mathrm{p_н}}{\left(\varsigma_{\mathrm{кл}}(0)\right) \cdot \rho \cdot \mathrm{v_{c0}}^2}} \right). \tag{7}$$

На *<u>втором этапе</u>* процесса клапан приходит в движение. Для удобства будем вести отчет времени, начиная именно с этого момента. Тогда начальные условия процесса будут следующие:

$$t = 0, y = 0, u = 0, v = v_н, p = p_н, \tag{8}$$

где *u*– скорость клапана,

Начальная скорость истечения жидкости (в момент трогания клапана) при этом из (3) и (7):

$$v_н = v_{c0} \cdot th \frac{T_0}{2 \cdot \tau_0}. \tag{9}$$

Как уже отмечалось, скорость истечения на этом этапе еще продолжает расти в соответствии законом (3), но с существенными изменениями в этой формуле, связанными с

тем, что сопротивление клапана $\zeta_{кл}$, скорость установившегося движения v_c, и постоянная времени τ становятся функциями от координаты y. Тогда, с учетом того, что скорость истечения уже имеет начальное значение, ее можно записать как функцию от времени и хода клапана –t и y:

$$v(t, y) = v_c(y) \cdot th\frac{T_0 + t}{2 \cdot \tau(y)}, \tag{10}$$

где $v_c(y) = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{1 + \varsigma_{mp} + \varsigma_{кл}(y)}}$ – скорость установившегося движения жидкости через ударный клапан в каждом новом его положении (статическая характеристика скорости истечения как функция от y),

$\tau(y) = \frac{L}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \left(1 + \varsigma_{mp} + \varsigma(y)\right)}}$ – постоянная времени клапана как функция отy;

$\varsigma_{кл}(y)$–сопротивление клапанного узла, определяемое координатой клапана y по закону (2).

Если подставить в (10) начальные условия *(t = 0, y = 0*), то получим выражение для начальной скорости истечения (9).

С учетом хода клапана (изменением y) давление на этом этапе в соответствии с (5):

$$p(t, y) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \varsigma_{кл}(y) \cdot \left[v_c(y) \cdot th\frac{T_0 + t}{2 \cdot \tau(y)} \right]^2. \tag{11}$$

Назовем это давление *инерционным*, поскольку оно определяется инерционностью жидкости через изменение скорости v.

При $t=t_0$ клапан оказывается в точке с координатой y_0, в которой скорость истечения становится максимальной:

$$v_m = v(t_0, y_0) = v_c(y_0) \cdot th\frac{T_0 + t_0}{2 \cdot \tau(y_0)}. \tag{12}$$

Давление в этот момент времени по (11):

$$p_0 = p(t_0, y_0) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \zeta_{кл}(y_0) \cdot \left[v_c(y_0) \cdot th\frac{T_0 + t_0}{2 \cdot \tau(y_0)} \right]^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \zeta_{кл}(y_0) \cdot v_m^2. \tag{13}$$

Скорость клапана в этой точке обозначим соответственно u_0.

С этого момента начинается третий этап процесса.

Третий этап характерен тем, что к инерционному давлению добавляется давление гидроудара, определяемое по формуле Жуковского:

$$\mathrm{p_{ud}} = \left(\mathrm{v_m} - \mathrm{v}\right) \cdot \rho \cdot \mathrm{c}, \tag{14}$$

v_m – начальная скорость истечения жидкости (в нашем случае максимальная),

v – текущая скорость истечения жидкости (в нашем случае уменьшающаяся),

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{d \cdot K}{\delta \cdot E}}}$$ – скорость распространения ударной волны,

где c_0 – скорость распространения звуковой волны в жидкости (скорость звука в жидкости); $\frac{d}{\delta}$ – отношение диаметра питательной трубы d к толщине стенки трубы δ; K – модуль упругости жидкости (воды); E – модуль упругости материала питательной трубы.

Полное давление на этом этапе получим, складывая инерционное давление (11) и давление гидроудара (14):

$$p(t,y) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \varsigma_{кл}(y) \cdot v(t,y)^2 + \rho \cdot c \cdot \left(v_m - v(t,y)\right), \tag{15}$$

где $v(t,y)$ находим по (10), v_m– по (12), $\varsigma_{кл}(y)$ – по (2) при следующих начальных условиях: $t = t_0$, $y = y_0$, $u = u_0$.

Когда с начала третьего этапа пройдет время, равное фазе гидроудара t_p по (1), клапан окажется в точке с координатой y_p и наступает четвёртый этап.

Четвёртый этап. Особенностью четвёртого этапа является уменьшение роста ударного давления (15) на величину пониженного давления (отрицательного), вернувшегося от бассейна 6 (рис. 1) и величина которого определяется также как ударное давление (15), но с опозданием по фазе гидроудара и положения клапана:

$$\mathrm{p_{отр}(t,y) = \rho \cdot c \cdot \left(v_m - v(t - t_p, y - y_p + y_0)\right)}, \tag{16}$$

Вычитая из давления (15) давление обратного гидроудара (16), получим давление на четвёртом этапе:

$$\mathrm{p(t,y) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \varsigma_{кл}(y) \cdot v(t,y)^2 + \rho \cdot c \cdot \left(v(t - t_p, y - y_p + y_0) - v(t,y)\right)}. \tag{17}$$

Под действием этого давления клапан завершит своё закрытие и максимальным будет давление в момент достижения клапаном положения закрытия $y=y_m$. Начальными условиями для этого этапа будут конечные величины предыдущего этапа: $t = t_0+t_p$, $y = y_p$, $u = u_p$.

Уравнение движения клапана

Чтобы определить t_0, y_0, y_p, u_p необходимо знать закон движения клапана, то есть зависимость перемещения клапана от времени $y=y(t)$. Для этого рассмотрим все силы, действующие на клапан и, в соответствии со 2-м законом Ньютона, составим уравнение динамического равновесия (рис. 3).

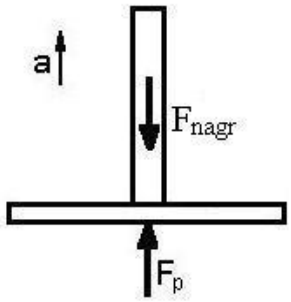


Рис. 3. Силы, действующие на ударный клапан

За положительное направление отсчета сил примем ось, направленную вертикально вверх (по ходу клапана). Тогда уравнение динамического равновесия:

$$m \cdot a = F_p - F_{nagr}, \tag{18}$$

где m – приведённая масса клапана;

a– ускорение клапана;

F_p– сила давления жидкости;

F_{nagr}– сила нагрузки на клапан.

$$F_{nagr} = m \cdot g = m_{kl} \cdot g + F_{tr}, \tag{19}$$

где m_{kl} – масса клапана;

F_{tr} – сила трения штока клапана о гильзу.

Силу давления F_p найдем как произведение давления под клапаном на площадь действия этого давления – площадь клапана $\omega_{кл}$:

$$F_p = p(t, y) \cdot \omega_{кл}. \tag{20}$$

Подставляя (19) и (20) в (18) и деля левую и правую часть этого уравнения на m, получим выражение для ускорения клапана:

$$a = p(t, y) \cdot \frac{\omega_{кл}}{m} - g. \tag{21}$$

С учетом того, что ускорение a является второй производной по времени хода клапана y, а скорость движения u– первой производной по времени, получим дифференциальное уравнение движения:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = p(t, y) \cdot \frac{\omega_{кл}}{m} - g. \tag{22}$$

Система дифференциально-алгебраических уравнений процесса

Как видим, для нахождения максимального давления достаточно рассмотреть второй, третий и четвёртый этапы процесса с учетом начальных условий.

1) *Основное уравнение* (уравнение движения (22)):

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = p(t,y)\cdot\frac{\omega_{кл}}{m} - g.$$

2) *Уравнения скорости* (10) *и давления* (11), (15) и (17) со своими начальными условиями:

2.0) $v(t,y) = v_c(y)\cdot th\frac{T_0 + t}{2\cdot\tau(y)}$

2.1) $t = 0 \div t_0$, $y = 0 \div y_0$, $u = 0 \div u_0$

$$p(t,y) = \frac{1}{2}\cdot\rho\cdot\varsigma_{кл}(y)\cdot v(t,y)^2$$

2.2) $t = t_0 \div t_0+t_p$, $y = y_0 \div y_p$, $u = u_0 \div u_p$

$$p(t,y) = \frac{1}{2}\cdot\rho\cdot\varsigma_{кл}(y)\cdot v(t,y)^2 + \rho\cdot c\cdot\left(v_m - v(t,y)\right)$$

2.3) $t = t_0 + t_p \div t_z$, $y = y_p \div y_m$, $u = u_p \div u_z$

$$p(t,y) = \frac{1}{2}\cdot\rho\cdot\varsigma_{кл}(y)\cdot v(t,y)^2 + \rho\cdot c\cdot\left(v(t - t_p, y - y_p + y_0) - v(t,y)\right)$$

3) *Вспомогательные уравнения* (2) – статические характеристики коэффициента гидравлического сопротивления узла ударного клапана, скорости установившегося истечения жидкости и постоянной времени истечения как функции от положения клапана *y*:

$$\varsigma_{кл}(y) = \zeta(y_m - y);$$

$$v_c(y) = \sqrt{\frac{2\cdot g\cdot H}{1 + \varsigma_{тр} + \varsigma_{кл}(y)}};$$

$$\tau(y) = \frac{L}{\sqrt{2\cdot g\cdot H\cdot\left(1 + \varsigma_{тр} + \varsigma(y)\right)}}.$$

Решается данная математическая модель интегрированием основного уравнения. С учетом уравнений давления и вспомогательных уравнений оно имеет следующий общий вид:

$$y'' = f(t,y), \tag{23}$$

где $y = y(t)$.

Уравнение (23) есть обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка. Оно поддается численному интегрированию методом Рунге-Кутта 4-го порядка.

Интегрирование проводится в три этапа. На первом этапе это уравнение интегрируется с использованием уравнения давления (11). При этом находятся t_0, y_0 и u_0, при которых скорость истечения достигает максимума v_m. На втором этапе основное уравнение интегрируется с использованием уравнения давления (15) и в качестве начальных условий используются t_0, y_0 и u_0, найденные интегрированием основного уравнения на предыдущем этапе. Найдя численным интегрированием уравнение $y = y(t)$, имеем y_p и u_p при $t = t_0+t_p$. На третьем этапе интегрируем с использованием (17) с начальными условиями, ко-

торые являются конечными для предыдущего этапа (т.е. $t=t_0+t_p$, $y=y_p$, $u=u_p$) до значения $y=y_m$. После интегрирования находим по (17) максимальное давление в момент закрытия клапана и полное время закрытия t_z.

Существенным замечанием является то, что фаза гидроудара начинает отчитываться не с момента начала движения клапана, а с момента достижения максимальной скорости истечения жидкости $t=t_0$ и достижении клапаном положения $y=y_0$. В этом случае условием существования прямого гидроудара является неравенство:

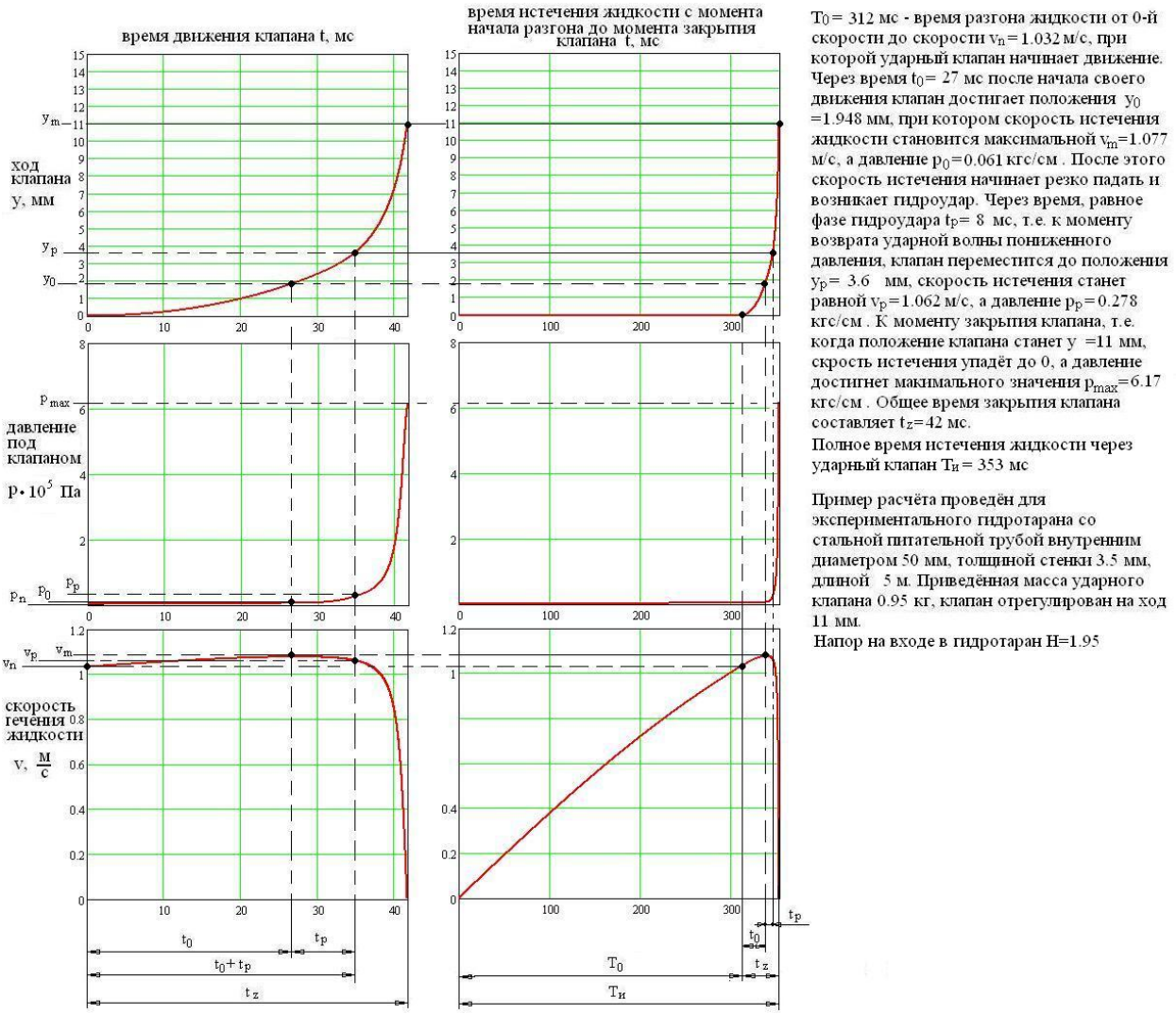
$$t_z-t_0<t_p,$$

где t_z – время закрытия клапана,

t_0 – время с момента начала закрытия клапана до обретении скорости истечения жидкости из-под клапана максимального значения при положении клапана y_0,

t_p– фаза гидроудара, рассчитываемая по (1).

Результаты интегрирования представлены на рис. 4.



T_0 = 312 мс - время разгона жидкости от 0-й скорости до скорости v_n = 1.032 м/с, при которой ударный клапан начинает движение. Через время t_0 = 27 мс после начала своего движения клапан достигает положения y_0 =1.948 мм, при котором скорость истечения жидкости становится максимальной v_m=1.077 м/с, а давление p_0=0.061 кгс/см . После этого скорость истечения начинает резко падать и возникает гидроудар. Через время, равное фазе гидроудара t_p= 8 мс, т.е. к моменту возврата ударной волны пониженного давления, клапан переместится до положения y_p= 3.6 мм, скорость истечения станет равной v_p=1.062 м/с, а давление p_p=0.278 кгс/см . К моменту закрытия клапана, т.е. когда положение клапана станет у =11 мм, скрость истечения упадёт до 0, а давление достигнет макимального значения p_{max}=6.17 кгс/см . Общее время закрытия клапана составляет t_z=42 мс.

Полное время истечения жидкости через ударный клапан $T_и$= 353 мс

Пример расчёта проведён для экспериментального гидротарана со стальной питательной трубой внутренним диаметром 50 мм, толщиной стенки 3.5 мм, длиной 5 м. Приведённая масса ударного клапана 0.95 кг, клапан отрегулирован на ход 11 мм.

Напор на входе в гидротаран H=1.95

Рис. 4. Динамические характеристики движения жидкости и ударного клапана

2. Эксплуатационные характеристики гидротарана при непрямом гидравлическом ударе

Методика определения эксплуатационных характеристик гидротарана непосредственно связана с кривыми давления и скорости, построенными для данной регулировки и приведённой массе ударного клапана тарана (рис. 4). Суть состоит в нахождении производительности и КПД тарана при различной нагрузке на его выходе, т. е. при различном выходном давлении потребителя p_h.

Пусть на выходе из тарана известно давление к потребителю (рис. 1):

$$p_h = \rho \cdot g \cdot h. \tag{24}$$

Тогда давление под нагнетательным клапаном 3, необходимое для его открытия

$$p_{наг} = p_h \cdot \frac{\omega_{наг}}{\omega_0}, \tag{25}$$

где $\omega_{наг}$– площадь тарелки нагнетательного клапана, ω_o – площадь проходного отверстия нагнетательного клапана.

Это же давление будет и под ударным клапаном 2 вследствие их очень близкого расположения. Откладываем это давление $p_{наг}$ на известной кривой давления, полученной в результате интегрирования (23), и определяем время с момента начала разгона жидкости T_1 (рис. 5). В сущности это и есть время первого периода работы тарана, которое раннее определялось по (7) согласно методике [1].

Максимальное волновое изменение скорости обозначим как Δv_m и определим через максимальное давление, полученного в результате интегрирования (23):

$$\Delta v_m = \frac{p_{max}}{\rho \cdot c}. \tag{26}$$

Волновое изменение скорости $u_{наг}$ [1] для найденного необходимого давления под нагнетательным клапаном:

$$u_{наг} = \frac{p_{наг}}{\rho \cdot c}. \tag{27}$$

Тогда количество фаз нагнетания по[1]:

$$n \approx \frac{\frac{p_{max}}{p_{наг}} + 1}{2}. \tag{28}$$

Далее находим полную продолжительность периода нагнетания T_2 и периода отражения T_3 [1]:

$$T_2 = \frac{2 \cdot n \cdot L}{c}. \tag{29}$$

$$T_3 = \frac{2 \cdot L}{c}. \tag{30}$$

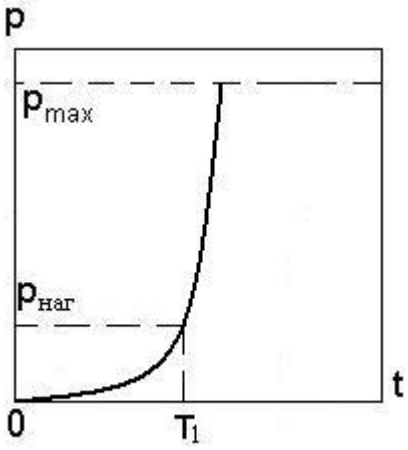


Рис. 5. Определение времени срабатывания нагнетательного клапана

В результате полный цикл работы тарана:

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \tag{31}$$

В соответствии с [1] производительность (расход на выходе) тарана определяется:

$$q = \frac{2 \cdot n \cdot \omega \cdot L}{c \cdot T} \cdot \left(\Delta v_m - n \cdot u_{наг}\right), \tag{32}$$

где ω – площадь сечения питательной трубы,

Расход жидкости Q_1 через ударный клапан получим, используя известную кривую скорости (рис.4), найденную с учётом интегрирования (23) на промежутке времени от 0 до $T_и=T_0+t_z$. Площадь под этой кривой есть ничто иное как объем жидкости W, сброшенный тараном за время истечения жидкости $T_и$ через ударный клапан, отнесенный к площади сечения питательной трубы ω. Находим эту площадь графически или интегрируем численно скорость v на интервале от 0 до $T_и$:

$$S = \int_0^{T_и} v \cdot dt = \frac{W}{\omega}. \tag{33}$$

Отсюда, сброшенный ударным клапаном тарана объем жидкости:

$$W = \omega \cdot \int_0^{T_и} v \cdot dt. \tag{34}$$

Расход жидкости Q_1 через ударный клапан определим, разделив полученный объем W на время полного цикла работы тарана T:

$$Q_1 = \frac{\omega \cdot \int_0^{Tи} v \cdot dt}{T} = \frac{\omega \cdot S}{T}. \tag{35}$$

КПД гидротарана:

$$\eta = \frac{q \cdot p_h}{(q + Q_1) \cdot \rho \cdot g \cdot H}. \quad (36)$$

Заключение

Сравнительный анализ экспериментальных данных, полученных автором, и метода расчёта без учёта инерционности ударного клапана, изложенного в [1], показал превышение расчёта производительности тарана приблизительно на 10-15 процентов. Кроме того, эмпирическая формула, предложенная в [1] и определяющая минимальную длину питательной трубы, требует применение метода последовательного приближения, так как изначально неизвестна величина оптимальной частоты колебания ударного клапана. Учёт инерционности ударного клапана, статической характеристики коэффициента гидравлического сопротивления ударного клапана и трения штока клапана о гильзу (в виде приведённой массы клапана) привёл к вышеизложенной модели расчёта, которая позволяет:

1) существенно уточнить расчёт основных характеристик гидротарана – производительности, расхода через ударный клапан, максимального давления, частоты колебаний ударного клапана и, как следствие, КПД гидротарана;

2) расчётным методом определить минимальную длину питательной трубы, ниже которой работа тарана неэффективна в следствии возникновения непрямого гидроудара;

3) поставить на научную, расчётную основу проектирование ударных клапанов гидротарана различной конструкции, которые ранее проектировались во многом интуитивно, а также выявить оптимальную конструкцию ударного клапана (по критерию максимума производительности или КПД).

Список литературы

1. Овсепян В.М. Гидравлический таран и таранные установки. Теория, расчет и конструкции. М.: Машиностроение. 1968. 124 с.
2. Бакунин В.В. Оптимизация подбора и регулировки гидротарана на максимальную производительность. // Альтернативная энергетика и экология: международный научный журнал. Саров: НТЦ ТАТА. 2014. № 5 (145). С.74-86.
3. Чистопольский С.Д. Гидравлические тараны. М.-Л.: ОНТИ энергетической литературы. 1936. 151 с.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1992. 672 с.
5. Бакунин В.В. Расчёт узла ударного клапана гидротарана. // Вестник Челябинского государственного агроинженерного университета. Издательство ЧГАУ. 1996. Т. 16. С. 103-110.

6. Бакунин В.В. Повышение эффективности гидротаранной установки путём автоматизации её конструкции. // 65-я научная конференция «Наука ЮУрГУ» (энергетический факультет, апрель, 2013). Челябинск. 2013. С. 162-165.