

УДК 532.595.2:532.529

РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА С УЧЕТОМ НАСОСНОГО И ТУРБИННОГО РЕЖИМОВ¹Жонкобилов Улугмурод Умбарович - д.т.н., профессор. E-mail: ulugmurad@inbox.ru;²Кувватов Дилшод А. - PhD, доцент. E-mail: dquvvatov@gmail.com;²Жонкобилов Собир Улугмуродович - PhD, доцент. E-mail: jonkobilovsobir@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0002-0619-936X>;²Хушиев Шухрат П. – ассистент. E-mail: shxushiyev@mail.ru¹Высшее военное авиационное училище. г.Карши, Узбекистан.²НИУ «ТИИИМСХ» Каршинский институт ирригации и агротехнологий. г.Карши, Узбекистан.

Аннотация. Мақола наст босимдан ҳосил бўладиган гидравлик зарбанинг насос қурилмасида насос ва турбина иш тартиблари ҳисобга олинган параметрлари тадқиқотига бағишланган. Унда напорли қувурларнинг мустаҳкамлик кўрсаткичларига таъсир этадиган беқарор напорли суюқлик ҳаракати асосий параметрларини аниқлашга бағишланган илмий ишлар таҳлили келтирилган. Мақолада насос қурилмаси меъёридаги иш режимини таъминлайдиган асосий кўрсаткичлар (насос вали айланиш сони, напори ва сарфи) ни аниқлаш бўйича аналитик ва экспериментал тадқиқотлар бажарилган.

Калит сўзлар: гидравлик зарба, насос қурилмаси, насос режими, турбинали режим, парракли насослар ўхшашлик назарияси, турбина.

Abstract. The article is devoted to the study of the parameters of hydraulic shock in a pumping unit with a decrease in pressure, taking into account the pumping and turbine modes. The article presents an analysis of scientific papers devoted to determining the main parameters of non-stationary pressure fluid movement affecting the strength indicators of pressure pipelines in the presence of the above modes of the pumping unit. In the article, analytical and experimental studies were carried out to determine the main indicators (speed of rotation of the pump shaft, pressure and flow) of the pump, which ensure the normal operation of the pumping unit.

Key words: water hammer, pumping unit, pumping mode, turbine mode, similarity theory of vane pumps, turbine.

Введение. Во время эксплуатации насосных станций при внезапном прекращении электроснабжения к электродвигателю насосного агрегата от электросети в системе насос-напорный трубопровод возникает неустановившееся движение (гидравлический удар), который имеет два цикла [1,2,3,4,5]. В первом цикле насос и вода в напорном трубопроводе некоторое время продолжают еще двигаться в первоначальном направлении в сторону напорного бассейна [1,3,5]. При этом скорость движения уменьшается до нуля, а давление достигает какого-то значения меньше статического (в некоторых случаях - меньше атмосферного) [6,7]. После этого наступает второй цикл движения, при котором вода с возрастающей скоростью движется в обратном направлении, т. е. от напорного бассейна к насосу, вращая его рабочее колесо в обратную сторону как турбину [8,9].

Решение задачи по определению оптимальных значений основных параметров при неустановившемся движении в напорном трубопроводе в двух циклах режима работы насосной установки для системы “насос-напорный трубопровод” является актуальным. Также актуальность обосновывается правильным выбором технико - экономических показателей напорных систем установки [3,7,9].

Целью исследования этой задачи является определение оптимальных законов изменения во времени числа оборотов вала насоса, напора и скорости течения воды при прямом и обратном движении потока в системе “насос-напорный трубопровод” [10,11].

Методика исследований. Решениями этой задачи занимались многие исследователи, которые предложили соответствующие методы расчета [3,5,6,9,10], основанные на решении уравнения гидравлического удара:

$$H - H_0 = -\frac{a}{g}(V_0 - V) \tag{1}$$

при заданных граничных условиях задачи исследований.

Здесь H_0 , H , V_0 и V статические и текущие напоры, и скорости потока, a – скорость распространения волны гидравлического удара, g – ускорение силы тяжести [11].

В зависимости от условий задачи эти методы делятся на две группы, а именно: методы, относящиеся к насосным агрегатам с малой маховой массой, и методы, относящиеся к агрегатам с большой маховой массой. Обозначив продолжительность времени изменения подачи через T_s , фазу гидравлического удара через μ , отметим, что при отключении питания электродвигателя агрегата с малой маховой массой в конце времени $T_s < \mu$ насос прекращает подачу воды, что равносильно быстрому (за время $T_s < \mu$) закрытию задвижки, установленной в начале трубопровода [9,10,11,12,13,14].

При этом полагают, что скорость движения потока в трубопроводе в конце времени T_s , уменьшаясь по линейному закону, становится равной нулю. На этом основании граничное условие задачи принимается в виде [8,9,10]

$$V = c\sqrt{H}, \tag{2}$$

где c – гидравлическое открытие задвижки. При $t=0$, имеем $c = c_0$, а в момент $t = T_s$, $c = 0$, поэтому $V = 0$.

В зависимости от гидромеханических и геометрических параметров установки при первом цикле движения может быть случай, когда изменение напора равно [8,9,15,16,17]:

$$\Delta H = \frac{aV_0}{g} < H_0,$$

т. е. удар при больших напорах, и случай

$$\frac{aV_0}{g} > H_0 + H_{np},$$

т. е. удар при малых напорах.

Обозначим продолжительность первого периода понижения напора в случае удара при большом напоре через t_1 , максимальное понижение напора через ΔH_1 , а повышение напора – через ΔH_2 . Отметим, что существующие методы расчета в случае удара при больших напорах дают $\Delta H_1 = \Delta H_2 = \frac{aV_0}{g}$ и $t_1 = \mu$. Многочисленные же эксперименты [4,5,6,9] показывают, что в действительности

$$\Delta H_1 = \frac{aV_0}{g}$$

Однако, $\Delta H_1 < \Delta H_2$, а $t_1 < \mu$, несмотря на то, что время закрытия задвижки $T_s < \mu$.

Отмеченные неравенства говорят о том, что в этих методах что-то не учтено [10,18,19,20].

Указанные неточности относятся и к случаям удара при малых напорах, однако здесь вопрос более сложен. Так, например, по методам [2,4,5] в случае разрыва сплошности течения повышение напора не может быть больше, чем

$$\Delta H = \frac{aV_0}{g},$$

а по методу [4]

$$\Delta H = \frac{aV_0}{g} + 2H_0$$

Оба эти метода, которые дают совершенно различные результаты, резко расходящиеся с данными опытов [3,8], основаны на предположении о том, что в конце времени T_s , когда $c=0$ согласно (2) в трубопроводе имеем $V=0$. При этом игнорируется влияние времени $t_p=t_1-\mu$ на движение колонны воды.

Из изложенного следует, что необходимы дальнейшие исследования с целью уточнения метода расчета отрицательного удара как при больших, так и при малых напорах [10,20].

В случае же больших маховых масс время $T_s > \mu$, т. е. имеет место не прямой удар. При этом изменение подачи зависит от изменения во времени числа оборотов агрегата. Изменение же числа оборотов зависит от инерции агрегата и выражается уравнением [9]:

$$I \frac{d\omega}{dt} = -M, \tag{3}$$

где I – момент инерция ротора агрегата, ω – его угловая скорость, M – момент сопротивления [5,6].

В качестве граничного условия принимается уравнение (3), которое характеризуется постоянной времени агрегата [9]:

$$T_a = \frac{I\omega_0}{M_0} = I \frac{\omega_0^2}{N_0}, \tag{4}$$

где N – мощность агрегата, а индекс (0) означает номинальный режим. Таким образом, существующие методы расчета, независимо от того, аналитические они или графические, основаны на решении уравнения (1) при граничных условиях либо (2), когда имеется агрегат с малой маховой массой, либо (3), когда агрегат имеет большую маховую массу, причем такое разделение проводится без какого-либо анализа и обоснований. Нет соответствующих критериев, по которым можно было бы установить, при каких значениях T_a можно считать агрегат с большой или с малой маховой массой. Эти вопросы до сих пор остаются нерешенными, в то время как они имеют большое теоретическое и практическое значение [10].

Более того, при переходных процессах насос продолжает подачу воды только в пределах его оборотов от n_0 до какого-то $n_k > 0$. Это обстоятельство не учитывается в (3) и (4) и нет соответствующих указаний о том, как определять n_k или T_s . В этой связи изучение переходных процессов насосных агрегатов с целью определения n_k и T_s имеет существенное значение [10].

Кроме того, не учитывается также влияние движения массы воды в нагнетательном трубопроводе, т. е. тот основной фактор, который обуславливает неустановившееся движение. Дело в том, что при отключении электропитания агрегата интересующее нас неустановившееся движение возникает лишь потому, что колонна несжимаемой жидкости имеет некоторую инерцию, характеризующуюся постоянной времени трубопровода [10]:

$$T = \frac{LV_0}{gH_p}, \tag{5}$$

а ее движение по инерции описывается уравнением:

$$\int_0^1 \frac{dV}{dt} dx = - \int_0^1 \frac{\partial H}{\partial x} dx. \tag{6}$$

В нижнем же конце трубопровода, где $x=L$ (рис.1) рабочий напор H_p и скорость потока V_0 за время dt , уменьшаясь, примут значения H_x и V_x , поэтому из (6) получим

$$H_x + \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} = -H_p. \tag{7}$$

В верхнем же конце трубопровода, где $X=0$, из величин Z_0, L, V_0 (рис.1), изменится только V_0 и станет V , следовательно, из (6) находим

$$Z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} (\xi + 1) = H_1 \tag{8}$$

где ξ – коэффициент сопротивления системы.

Из (8) получим

$$V = \sqrt{\frac{2g \left(H - Z_0 - \frac{P_0}{\gamma} \right)}{\xi + 1}}$$

При отсутствии трубопровода $Z=0$, $\frac{P_0}{\gamma}=0$, как это делается при пересчете характеристики насоса и при графическом методе расчета [1,2,3,4], получим

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\xi + 1}} = c\sqrt{H},$$

т. е. получили формулу (2).

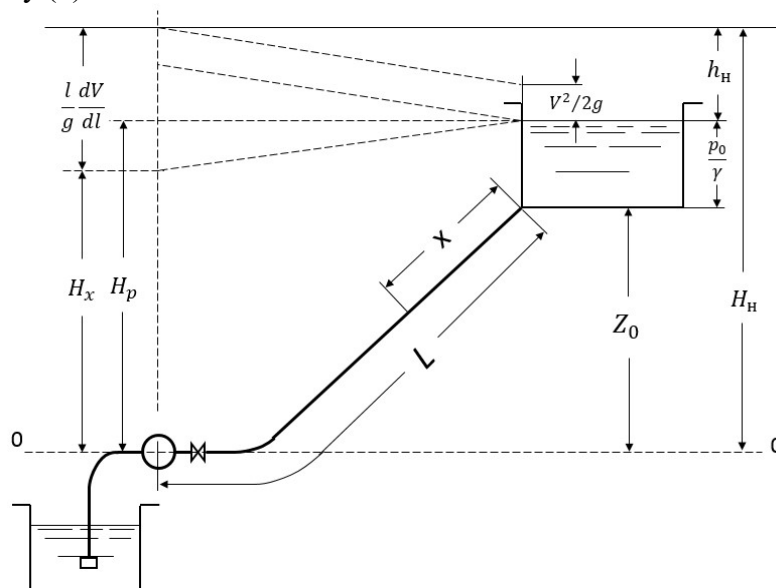


Рис. 1. Схема насосной установки.

Из этого анализа следует, что в случае насосной установки формула (2) справедлива только тогда, когда $L=0$. Следовательно, применение (2) для решения задачи о гидравлическом ударе в насосных установках теоретически неправильно, в формуле (2) не учитывается влияние инерции массы воды, которое учитывается уравнением (7). В тех случаях, когда установка высоконапорная и имеет короткий трубопровод, применение (2) может обеспечить более или менее приемлемые результаты, т. к. в этом случае инерция колонны воды быстро расходуется. В случае же длинных трубопроводов, когда инерцией массы воды нельзя пренебречь, в уравнении (7), заменив $H_p = KV_0^2$, $H_x = KV_x^2$, получим

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{dt} = -K(V_0^2 + V_x^2) \tag{9}$$

Таким образом, главная задача исследования здесь сводится к определению изменения во времени скорости потока при мгновенной остановке насоса или при закрытии задвижки за насосом.

В работах [9,10,11,12] путем анализа (9) в случае мгновенного прекращения подачи получена формула:

$$V_x = V_0 \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{t}{T} \right), \tag{10}$$

которая описывает процесс уменьшения начальной скорости потока в трубопроводе с постоянной времени в виде (5).

Из (10) видно, что в момент времени $t = t_A = \frac{\pi T}{4}$ имеем $V_x = 0$, т. е. прямое движение прекращается. На практике мгновенное закрытие, вообще говоря, не может иметь место, и всегда $T_s > 0$.

За это время кинетическая энергия колонны воды в трубопроводе частично израсходуется. Однако, она несколько пополняется за счет кинетической энергии потока, поступающего через закрывающуюся задвижку.

Если скорость основного потока в какой-то момент неустановившегося движения есть V_1 , а скорость потока, поступающего через закрывающуюся задвижку, в тот же момент – V_2 , то они могут влиять друг на друга только тогда, когда $V_2 > V_1$. При этом в любой момент времени в трубопроводе будет существовать скорость V , которая больше V_1 и меньше V_2 , $V_2 > V > V_1$.

Учитывая, что масса основного потока

$$m_1 = \rho Fl,$$

где ρ – плотность жидкости.

Масса дополнительно поступающего потока за время T_s будет равна

$$m_2 = \rho \frac{F V_0}{2} T_s,$$

то аналогично (7) получим

$$\frac{1}{g} \left(1 + \frac{T_s V_0}{2} \right) \frac{dV}{dt} = -(H_p + H_x), \tag{11}$$

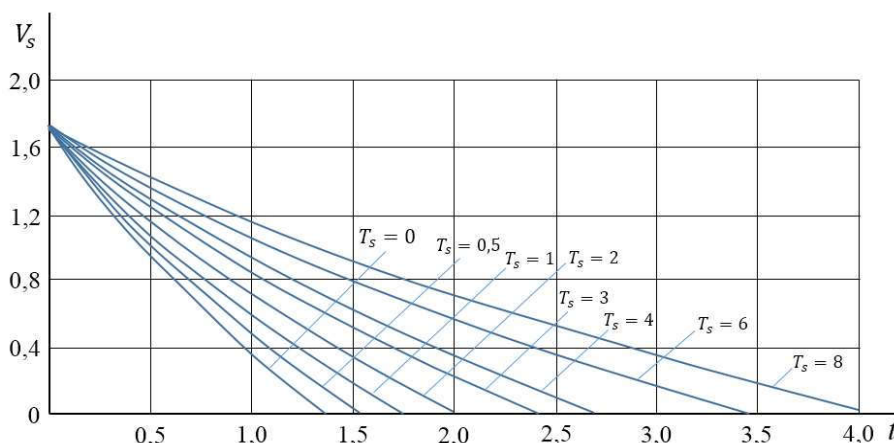


Рис. 2. Изменение во времени скорости потока в зависимости от T_s .

интеграл которого дает формулу (10),

где
$$T = \frac{V_0}{g H_p} \left(1 + \frac{T_s V_0}{2} \right) \tag{12}$$

При мгновенном закрытии задвижки $T_s=0$, при этом формула (12) принимает вид (5).

При других равных условиях, в зависимости от значения T_s получим разные T и $V_x(t)$. Так, например, для трубопровода, имеющего по формуле (12) $T = 1,7 + 0,86 T_s$, при разных значениях T_s по (12) получим разные T , подставляя которые в (10), получим уравнения кривых $V_x(t)$, приведенные на рис. 2. Из этих полученных данных видно существенное влияние T_s на процесс изменения скорости течения потока в трубе. Аналогично (12) можно установить связь между основным потоком и дополнительным потоком, подающимся насосом за время T_s . Так, например, производя в (4) замену: $\omega_0 = \tau V_0$

$$I = \frac{Q r^2}{g} = \lambda \rho \frac{Q_0}{2} T_s, \quad N = \rho g \frac{Q_0}{2} H_p,$$

получим

$$T_a = \lambda \frac{T_s \tau^2 V_0^2}{g H_p}$$

Отсюда

$$\frac{T_s V_0^2}{g H_p} = \frac{T_s}{\lambda \tau^2} \tag{13}$$

Подставив (13) в (12), получим

$$T = \frac{lV_0}{g H_p} + \frac{T_s}{2\lambda \tau^2} \tag{14}$$

Здесь коэффициент пропорциональности дополнительной массы

$$\lambda = \frac{2Qr^2}{\rho g Q_a T_s} \tag{15}$$

для данной насосной установки, при других равных условиях, зависит только от T_s .

Результаты исследований. При известных значениях T_s и λ по (5) формула (14) дает возможность установить критерии для разделения установок с большой и малой маховой массой. Так, например, если второй член правой части (14) весьма мал по сравнению с первым, то можно считать насосную установку с малой маховой массой.

Таким образом, для правильного решения инженерных задач по первому циклу движения необходимо провести детальные исследования вышеприведенных вопросов. Решения этих вопросов дадут возможность по формуле (10) определять изменение во времени скорости течения потока жидкости.

Влияние же сжимаемости потока можно получить путем совместного решения (1) и (10), в результате чего получим истинные значения скорости течения и напора за все время первого цикла движения по напорному трубопроводу.

Большое значение имеет также изучение второго цикла движения [10]. Обратное движение потока в случае отсутствия запорных органов приводит к обратному вращению рабочего колеса насоса с разгонным числом оборотов, которое для низконапорных установок несколько меньше, чем нормальное, а для средненапорных установок – несколько больше нормального числа оборотов. Для высоконапорных установок это число в несколько раз больше нормального [9].

В случае наличия у насоса медленно закрывающегося запорного органа агрегат также может вращаться в обратном направлении. Следовательно, так или иначе, вопрос определения чисел оборотов насоса при турбинном режиме весьма важен. Связь между расходом, оборотами и напором устанавливается экспериментально и строятся графики на основе таблицы №1 при насосном режиме (рис.3) в соответствии с теорией подобия лопастных насосов [8,9,10]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{H_{H1}}{H_{H2}}}, \tag{16}$$

где H_H – напор, развиваемый насосом, а индексы (1) и (2) относятся к наличным режимам.

По этой же формуле (16) строятся характеристики насоса в турбинном режиме согласно полученным данным в таблице № 2 (рис.4). Однако определение разгонных оборотов по ней может привести к существенным неточностям. Дело в том, что движение потока в рабочем колесе происходит под действием перепада напора $h_H = H_H - H_p$. Если поток у выхода из насоса имеет напор H_p и к.п.д. η , то развиваемый насосом напор будет

$$H_H = \frac{H_p}{\eta}$$

Следовательно, расход через насос будет

$$Q_1 = K_H \sqrt{h_H}, \tag{17}$$

где K_H – коэффициент сопротивления насоса, h_H – потери напора в насосе.

При турбинном режиме движение потока происходит под напором H_0 который затрачивается на преодоление сопротивлений трубопровода и насоса. Следовательно, для обратного расхода будем иметь выражение

$$Q_2 = (K_H + K_T) \sqrt{H_0}, \tag{18}$$

где K_T – коэффициент сопротивления трубопровода.

На основании (17) и (18) взамен (16) нужно пользоваться соотношением:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{K_H}{K_H + K_T} \sqrt{\frac{h_H}{H_0}} \tag{19}$$

Эксперименты, проведенные в лабораторной установке (кафедра «Гидравлика и гидросооружения» Кар ИЭИ), показали, что число оборотов насоса с параметрами $h_H = 28,0$ м, $Q_0 = 3,9$ л/сек и $n_0 = 2900$ об/мин при обратной вращении по мере увеличения напора увеличивается. Кривая изменения числа оборотов $n_2 = f(H)$ насосного агрегата при турбинном режиме представлена на рисунке 4. Там же показана зависимость коэффициента сопротивления K_H от n_2 . Как видно, в начальном периоде K_H увеличивается при увеличении n_2 ; когда же число оборотов превышает нормальное n_0 , то значение коэффициента сопротивления, начиная с нормального, перестает зависеть от n и принимает постоянное значение. Это показывает, что число оборотов в турбинном режиме будет расти пропорционально \sqrt{H} .

Таблица 1

Результаты лабораторных исследований насоса при насосном режиме

n_1	0	1000	1450	1850	2400	2950
$H_H, \text{ м}$	0	3	6	9	17	28
K_H	0	445	530	555	560	560

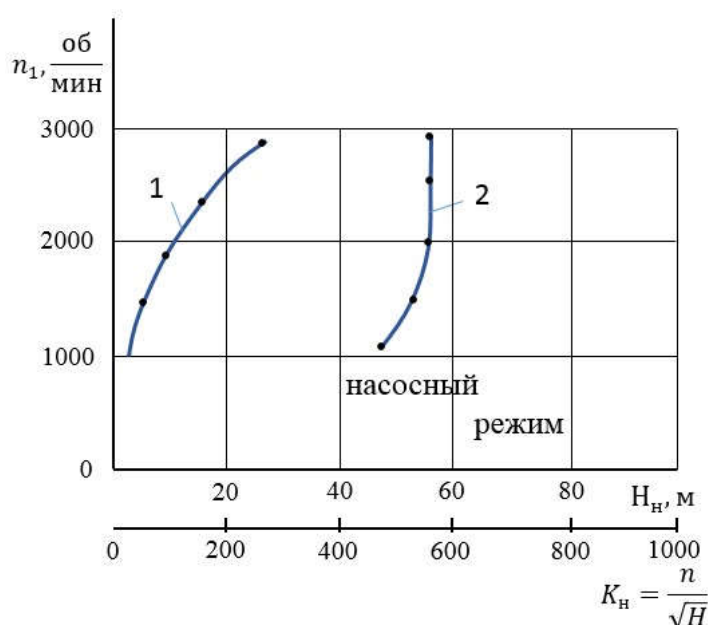


Рис.3. Характеристики насоса при насосном режиме: 1- $n_1 = f(H_H)$; 2- $n_1 = f(K_H)$

Таблица 2

Результаты лабораторных исследований насоса при турбинном режиме

$Q_2, \text{ л/с}$	2	3	4	5	6
n_2	1000	1750	2750	3760	4980
$K_{H_1} = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	1,1	0,8	0,75	0,77	0,77
$H_n, \text{ м}$	2,5	15	25	48	74
$K_{H_2} = \frac{n}{\sqrt{H}}$	500	550	575	575	575

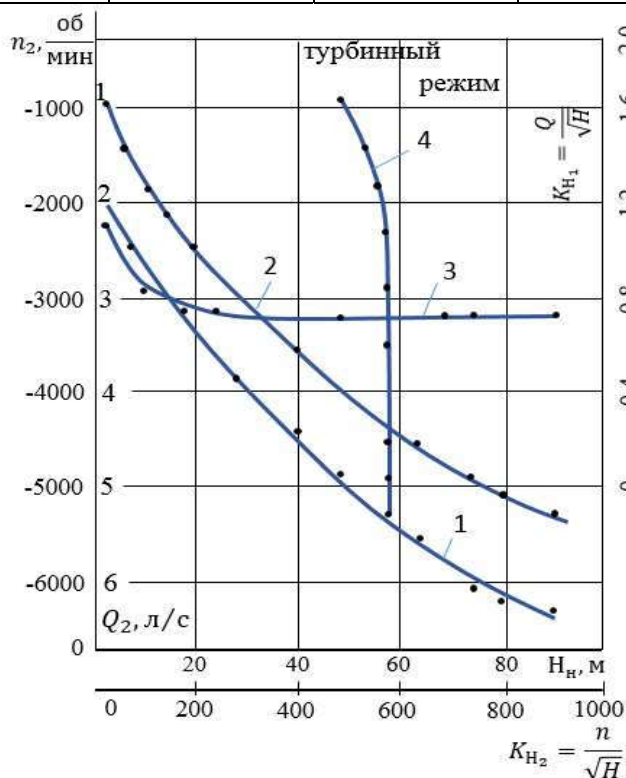


Рис.4. Характеристики насоса при турбинном режиме: 1- $Q_2 = f(H_n)$; 2- $n_2 = f(H_n)$; 3- $K_{H_1} = f(H_n)$; 4- $n_2 = f(K_{H_1})$.

Полученные данные экспериментов подтверждают, во-первых, справедливость соотношения (19), а во-вторых, то, что на высоконапорных установках при постоянном H_0 разгонные обороты насоса могут в несколько раз превышать нормальные. В этой связи, в дальнейшем необходимо провести соответствующие исследования для уточнения метода расчета разгонного числа оборотов насоса и построения его характеристики при турбинном режиме.

Заключение. На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Проведен анализ научных работ, посвященных исследованию нестационарных движений жидкости в насосной установке для системы “насос – напорный трубопровод”.
2. На основе анализа научных работ сформулированы цель и задачи исследований.
3. Для решения поставленной задачи выполнены аналитические и экспериментальные исследования.
4. Для правильной оценки прочностных показателей напорных трубопроводов насосной установки для системы “насос – напорный трубопровод” получены зависимости для точного расчета основных параметров системы (частота вращения вала насоса, напор и расход) с помощью закона подобия лопастных насосов.

5. Предложенные зависимости повышают точности расчета системы “насос - напорный трубопровод” насосной установки при наличии вышеназванных режимов и обеспечивают ресурсосбережение в напорных системах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zhukovsky N.E. About water hammer in water pipes. - M., Gostekhizdat, 1949. - 104 p.
2. Bergeron L. From hydraulic shock in pipes to discharge in the electrical network. General graphical calculation method (translated from French). - M., Mashgiz, 1962. - 348 p.
3. Arifjonov A.M., Jonkobilov U.U. Water hammer in homogeneous and gas-liquid pressure pipelines. Monograph. Toshkent, TIIMSKh, 2018. - 142 p.
4. Surin A.A. Water hammer in an inclined pipeline. Sat. tr. Linen. Institute of Railway Transport, vol. 220, 1964.
5. Mostkov M.A., Bashkirov A.A. Water hammer calculations. Gosenergoizdat. M., 1952.
6. Aronovich G.V., Kartvelishvili N.A., Lyubimtsev Ya.K. Water hammer in surge tanks. M., Nauka, 1968. - 248 p.
7. Ashiyants E.P. Water hammer in injection conduits /. - Yerevan: Limush, 2010. - 210 p.
8. Vishnevsky K.P. Transient processes in pressure head water supply systems. - M.: Agropromizdat, 1986. - 135 p.
9. Hydromechanical transients in hydropower plants. Under total. ed. G.I. Krivchenko. M.: Energiya, 1975, - 365 p.
10. Bazarov O. Sh., Jonkobilov S. U., Rajabov U. M. Theoretical and Experimental Study of Hydraulic Impact with Reduced Pressure. International Journal of Progressive Sciences and Technologies (IJPSAT). ISSN: 2509-0119. Vol. 23 No. 2 November 2020, pp. 348-353. <http://ijpsat.ijst-journals.org>.
11. U. Jonkobilov, S. Jonkobilov, U. Rajabov, R. Bekjonov, A. Norchayev. Shock wave velocity in two-phase pressure flow. VII International Scientific Conference «Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education» (IPICSE 2020). 11–14 November, 2020, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. 1030. Pp. 012129. DOI:10.1088/1757-899X/1030/1/012129.
12. A.Arifjanov, U Jonqobilov, S Jonqobilov, SH Khushiev, J Xusanova. The influence of hydraulic friction on the maximum pressure of water hammer. ICECAE 2020, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 614 (2020) 012092, IOP Publishing, doi:10.1088/1755-1315/614/1/012092.
13. Bergant A., Simpson A.R., Tijsseling A., Water-hammer with column separation: a historical review, J. Fluid Struct. 22 (2) (2006) 135–171.
14. Lewandowski M., Adamkowski A., Investigation of hydraulic transients in a pipeline with column separation, J. Hydraul. Eng. ASCE 138 (11) (2012) 935–944.
15. Luo X., Jin B., Tsujimoto Y. A review of cavitation in hydraulic machinery [J]. Journal of Hydrodynamics, 2016, 28(3): 335-358.
16. Sadafi M, Riasi A, Nourbakhsh SA. Cavitating flow during water hammer using a generalized interface vaporous cavitation model. J Fluids Struct 2012;34:190–201.
17. Shu, J., 2003. Modelling of vaporous cavitation on fluid transients. International Journal of Pressure Vessels and Piping 80, 187–195.
18. [Schmitt C., Pluvinage G., Hadj-Taieb E., Akid R., Water pipeline failure due to water hammer effects, Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct. 29 \(12\) \(2006\) 1075-1082.](#)
19. Shu J.J., Modelling vaporous cavitation on fluid transients, Int. J. Pres. Ves. Pip. 80 (2003) 187–195.
20. Soares A., Covas D., Carriço N., Transient vaporous cavitation in viscoelastic pipes, J. Hydraul. Res. 50 (2) (2012) 228–235.