

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВОДОЗАБОРНЫХ СКВАЖИН

В связи с возрастающей ролью автоматизации процесса подачи и распределения воды важное значение приобретает проблема оснащения водозаборных скважин арматурой, обеспечивающей надежность и долговечность работы оборудования. Требования, предъявляемые к арматуре для скважин (простота и надежность конструкции; низкая стоимость и универсальность; возможность работы от энергии транспортируемой воды; автоматическое регулирование параметров в переходных режимах работы), определяются технологическим процессом подачи воды и спецификой работы насосного оборудования.

В настоящее время актуальной является задача создания универсальной арматуры прямого действия с высокими технико-экономическими показателями.

На рис. 1 представлена принципиальная схема разработанного автором статьи регулятора режимов работы водозаборных скважин, состоящего из входного и выходного патрубков, наружного и внутреннего корпусов (соединенных ребрами) с кольцевым проходом. В состав регулятора входит гидравлический мембранный привод, который работает на технологической воде и включает мембрану, жесткий центр и пружину.

Мембрана закреплена на штоке, на конце которого расположен затвор с уплотнительным элементом. В корпусе установлен тормозной демпфер, состоящий из втулки с дроссельным отверстием и поршня. Для регулирования степени открытия на поршне имеется наклонная плоскость, которая в крайнем правом положении упирается в ограничитель.

Регулятор имеет гидравлическую систему для управления перемещением затвора, состоящую из соединительных трубопроводов 14 и 20, вентилей 17 и 24, регулировочных дросселей 3 и 12 и обратных клапанов 4 и 11. Он устанавливается вместо задвижки и обратного клапана на трубопроводной линии, соединяющей скважину с водоводом (у ее головки), и обеспечивает автоматическое открытие и закрытие проходного сечения при пуске и останове насоса без резких повышений давления и в ручном режиме при помощи гидропривода выполняет функции запорно-регулирующего устройства.

Открытие затвора происходит под действием потока воды и силы, создаваемой на мембране перепадом давления между входным и выходным патрубками. Закрытие осуществляется после выключения погружного насоса под действием пружины и перепада давления на мембране, создаваемого обратным потоком воды в скважину, а также под действием его на затвор.

При работе в качестве запорно-регулирующего устройства входной патрубок соединяется посредством вентилей с бесштоковой полостью гидропривода А. Вентилем штоковая полость соединяется с выходным патрубком. Затвор под действием силы от перепада давлений на мембране перемещается на закрытие.

В регуляторе следовало рассчитать проходное сечение и ход затвора, мембрану, пружину и уплотнение.

Рассмотрим схему сил, действующих в регуляторе при полном открытии проходного сечения и приведенных к центру мембраны (см. рис. 1). В этом случае на подвижную систему действуют силы

$$\sum_{i=1}^n N_n = \sum_{i=1}^n N_n. \quad (1)$$

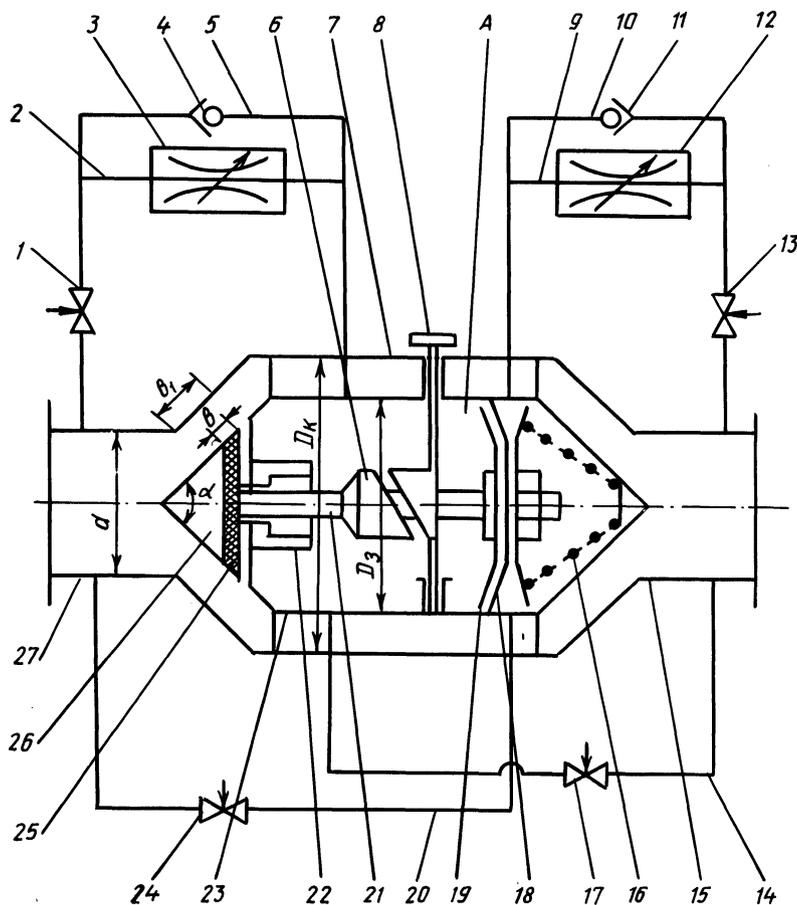


Рис. 1. Принципиальная схема регулятора режимов работы водозаборных скважин: 1, 13 — вентиль; 2, 5, 9, 10, 14, 20 — соединительный трубопровод; 3, 12 — регулируемый дроссель; 4, 11 — обратный клапан; 6 — поршень; 7 — наружный корпус; 8 — ограничитель открытия; 15 — выходной патрубок; 16 — пружина; 17, 24 — регулируемый вентиль; 18 — мембрана; 19 — жесткий центр; 21 — шток; 22 — тормозная камера; 23 — внутренний корпус; 25 — уплотнительный элемент; 26 — затвор; 27 — входной патрубок; А — бесштоковая полость гидропривода.

В развернутом виде уравнение (1) записывается следующим образом:

$$P_1 F + N_{г.д} + N_{г.с} \pm N_{т.р} = P_2 F + c(h_0 + h), \quad (2)$$

где P_1 — давление на входе регулятора; $N_{г.д}$ — гидродинамическая сила, действующая на затвор; $N_{т.р}$ — сила трения в направляющих и уплотнении; $N_{г.с}$ — сила гидростатической неуравновешенности затвора; F — эффективная площадь мембраны; P_2 — давление на выходе регулятора; c — жесткость пружины; h_0 — предварительная затяжка пружины; h — ход затвора.

Из уравнения (2) находим эффективную площадь мембраны:

$$F = \frac{c(h_0 + h) - N_{г.д} \pm N_{т.р} - N_{г.с}}{P_1 - P_2}, \quad (3)$$

По формуле (3) можно записать, что

$$P_1 - P_2 = \xi \frac{Q^2 \rho}{2F_y^2}, \quad (4)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления регулятора, отнесенный к площади условного прохода при максимальном проходном сечении; ρ — плотность воды; Q — расход воды через регулятор; F_y — площадь сечения трубопровода по условному проходу.

Подставив выражение (4) в (3), определим из последнего эффективную площадь мембраны:

$$F = \frac{2F_y^2 [c(h_0 + h) - N_{г.д} - N_{г.с} \pm N_{т.р}]}{\rho \xi Q^2}, \quad (5)$$

которая зависит от положения жесткого центра и перепада давления на ней. Для стабильной работы регулятора при различных параметрах потока рабочей среды необходимо стремиться к постоянству эффективной площади мембраны. Это достигается применением "вялой" мембраны, жесткость которой незначительна.

В общем случае эффективная площадь определяется по формуле [1]:

$$F = \frac{\pi}{12} [(D_3^2 + D_3 d_{ж.ц} + d_{ж.ц}^2) - (D_3 + 2d_{ж.ц})(D_3 - d_{ж.ц})] \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2}, \quad (6)$$

где β — угол наклона образующей жесткого центра.

Из выражения (6) устанавливаются основные размеры мембраны и "жесткого" центра. Усилие предварительной затяжки пружины определяется из условия $c(h_0 + h) \leq N_{г.д} + N_{т.р}$.

Таким образом, при отсутствии течения жидкости в трубопроводе усилие пружины должно быть достаточным для перемещения затвора в крайнее левое положение.

Ход затвора определяется из условия полнопроходности регулятора:

$$F_{\text{вх}} = F_{\text{р.н}} = F_{\text{вых}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - S_{\text{р}}}{4},$$

где d — диаметр входного и выходного патрубков; $D_{\text{н}}$ и $D_{\text{в}}$ — диаметры кольцевого прохода, соответственно наружный и внутренний. $F_{\text{вх}}$, $F_{\text{вых}}$, $F_{\text{р.н}}$ — площади проходных сечений соответственно входного, выходного патрубков и проходного сечения рабочего органа; $S_{\text{р}}$ — суммарная площадь ребер, соединяющих наружный и внутренний корпуса.

При конических поверхностях уплотнения площадь проходного сечения определяется по формуле из работы [2]:

$$F_{\text{р.о}} = \pi (d + h \sin \alpha/2 \cdot \cos \alpha/2) h \sin \alpha/2, \quad (7)$$

где α — угол при вершине конической боковой поверхности затвора.

При $\alpha = 90^\circ$ площадь прохода $F = 2,2(d + h/2)h$.

Решив уравнение (7) относительно хода, получим следующее выражение:

$$h = \frac{1}{\sin \alpha} \left(d - \frac{\sqrt{d^2 - 2F \cdot \sin \alpha}}{\pi} \right).$$

Усилие, необходимое для обеспечения герметичности в паре затвор — седло, рассчитывается по данным [2]:

$$N_{\text{герм}} = \frac{\pi \sigma (D_{\text{y.2}}^2 - D_{\text{y.1}}^2)}{4} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

где σ — допускаемое удельное давление уплотнительного элемента; $D_{\text{y.1}}$, $D_{\text{y.2}}$ — его наибольший и наименьший диаметры.

Гидростатическая сила, действующая на затвор в закрытом положении, определяется по выражению из работы [2]:

$$N_{\text{герм}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{y.1}}^2 - D_{\text{y.2}}^2) \cdot b_2 \cdot P \sin \frac{\alpha}{2},$$

$$b_2 = b + \frac{b_1}{2}.$$

Здесь b , b_1 — ширина уплотнительного элемента и седла входного патрубка; P — давление воды во входном патрубке.

Из условия равновесия затвора в закрытом положении при перекрытии потока можно записать выражение для силы, действующей на него [3]:

$$N_3 = N_{\text{г.с}} (2 \sin \alpha/2 + 2f \cos \alpha/2) + N_{\text{герм}} = FP_1 + ch_0. \quad (8)$$

где f — коэффициент трения, возникающего между материалом элемента и седла.

Из выражения (8) определим эффективную площадь мембраны для режима работы регулятора в качестве запорного устройства:

$$F = \frac{N_{г.с} (2\sin \alpha/2 + 2f \cos \alpha/2) + N_{герм} - ch_0}{P_1} \quad (9)$$

Из двух значений эффективной площади, определенных по выражениям (5) и (9), выбирается большее.

Для проверки работоспособности и определения параметров регулятора на водозаборной скважине, оснащенной погружным электронасосным агрегатом типа ЭЦВ 10-25-100, были проведены натурные исследования экспериментального образца. Для его установки скважина оборудовалась обводной линией. Это позволило осуществить работу отдельно для основного и для экспериментального оборудования и провести сравнительные исследования. С целью экспериментального определения параметров обоих видов оборудования и определения режимов работы скважины последняя была оснащена измерительными приборами. Давление в трубопроводах и полостях гидропривода экспериментального образца измерялось при помощи пружинных манометров типа МО с классом точности не ниже 0,4 и датчиков давления типа МДТ-10. Динамические процессы, проходящие в трубопроводах, фиксировались посредством быстродействующего самопишущего прибора НЗ27-3.

На водозаборных скважинах наряду с погружными насосами, укомплектованными обратными клапанами, применяются погружные насосы с демонтированными (шаровыми) или тарельчатыми обратными клапанами с отверстием. Это облегчает условия работы обслуживающего персонала при замене насоса. Натурные исследования проводились с погружным насосом при наличии и при отсутствии обратного клапана. Осуществлялись пуск и останов насоса с записью процесса изменения давления в водоподъемной колонне скважины и в водоводе. Время срабатывания образца регулярировалось дросселированием воды в соединительных трубопроводах гидропривода.

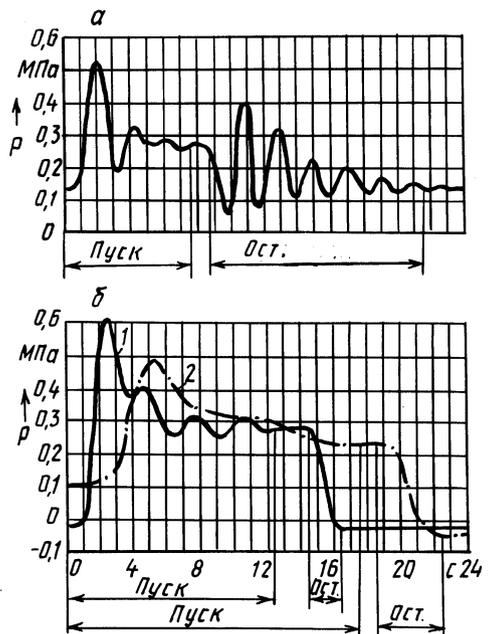


Рис. 2. Изменения давления в водоподъемной колонне скважины в переходных режимах работы со штатной арматурой с погружным насосом: с обратным клапаном (а), без обратного клапана (б):

1 — с образованием вакуума в водоподъемной колонне, 2 — с впуском воздуха в нее.

Как показали эксперименты с основной арматурой (рис. 2, а), давление при пуске насоса с обратным клапаном и заполненной водой водоподъемной колонной превышает рабочее на 0,2–0,3 МПа, а при останове — на 0,1–0,2 МПа статическое давление в водоводе.

При отсутствии у насоса обратного клапана и впуске воздуха в водоподъемную колонну происходит демпфирование гидравлического удара (рис. 2, б, кривая 2), который имеет наибольшее значение при образовании вакуума в зоне колонны от поверхности до статического уровня воды в скважине (рис. 2, б, кривая 1).

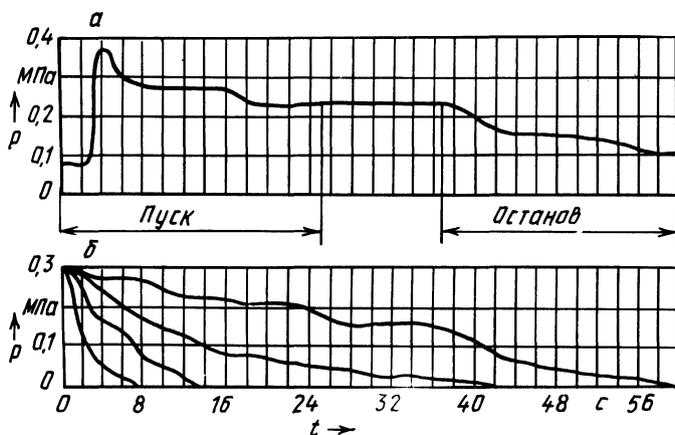


Рис. 3. Изменения давления в водоподъемной колонне скважины в переходных режимах работы с регулятором режимов работы: а — при пуске и останове погружного насоса; б — при останове погружного насоса и различном времени закрытия регулятора.

В процессе работы регулятора (рис. 3, а) повышение давления в водоводе при пуске насоса составило 0,05–0,07 МПа. При останове насоса регулировалось время закрытия — от 0,5 до 60 с. Повышения давления при этом не наблюдалось. В период останова плавное изменение давления от рабочего до статического (рис. 3, б) обеспечивалось также соединением обеих его полостей с выходным патрубком.

Проведенные натурные исследования позволили установить, что для снижения степени повышения давления при пуске погружного насоса важно водоподъемную колонну заполнить воздухом после выключения насоса. Сжатый воздух демпфирует возникающий при пуске насоса гидравлический удар. Для впуска и выпуска воздуха оголовок скважины необходимо оборудовать вантузом. Применение этого способа возможно при использовании регулятора, который открывается после полного выхода воздуха из водоподъемной колонны через вантуз. Штатное оборудование (обратный клапан) водозаборной скважины этого не обеспечивает.

Применение регулятора позволяет также предотвращать гидравлический удар при выключении насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. В о д я н и к В.И. Эластичные мембраны. — М., 1974. — 136 с. 2. Объемные гидравлические приводы/Т.М.Башта, В.В.Ермаков, И.З.Зайченко, Е.М.Хаймович. М., 1967. — 627 с. 3. П о п о в Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М., 1977, — 424 с.

УДК 626.862.4

В.А.НЕМИРО, канд. техн. наук (БелНИИМиВХ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ ПРИЕМНОЙ И ЗАБОРНОЙ СКВАЖИНАМИ СИФОННОГО ВОДОСБОРА

При проектировании систем вертикального дренажа с сифонными водосборами возникает необходимость определения оптимального расстояния между заборными и приемной скважинами, при котором мелиоративное действие сифонных водосборов будет наиболее эффективным.

По мнению С.В.Оводова [1], в однородном водоносном пласте на достаточно большом расстоянии от скважины форма гидроизогипс и размеры воронки депрессии не зависят от числа скважин и их расположения, а определяются исключительно количеством воды, забираемым из водоносного пласта. Это справедливо при условии длительного формирования воронки. Однако если на осушаемой территории выражен микрорельеф, а процесс осушения не длительный, то период переформирования депрессионных поверхностей может сказаться на качестве осушения. Поэтому при проектировании сифонных водосборов необходимо учитывать два требования расположения скважин: условия получения максимального дебита; равномерное расположение по площади водозаборных скважин, желательное, в пониженных местах микрорельефа.

Рассмотрим условия, при которых дебит сифонного водосбора имеет максимальное значение (рис. 1) : Q_n — расход насоса; Q — расход приемной скважины; Q_c — расход сифона; S^H — понижение уровней грунтовых вод от действия приемной скважины; r — радиальное расстояние от приемной скважины к заборной, т.е. длина трубопровода сифона. Как установлено, в верхнем колене нисходящей ветви сифона может быть создан вакуум порядка 0,09 МПа [2], способствующий поднятию воды из заборной скважины и преодолению гидравлических сопротивлений трубопровода сифона. Расположив заборную скважину на небольшом расстоянии от приемной, мы получаем незначительное гидравлическое сопротивление трубопровода сифона и вместе с тем большое понижение уровней грунтовых вод в заборной скважине под влиянием приемной. Если заборную скважину расположить за пределом радиуса влияния приемной скважины, наблюдается обратная картина. И в первом и во втором случаях дебит сифонного водосбора не достигнет максимального значения. Существует какое-то оптимальное расстояние от приемной скважины до заборной.

С некоторыми допущениями можно считать, что расстояние между приемной и заборной скважинами будет оптимальным (т.е. влияние приемной