

УДК 622.23

Совершенствование технических средств для откачки жидкости из скважин

Пилипец В. И.^{*}, Брегида Л. Б.

ДВНЗ «ДонНТУ», Донецк, Украина

Поступила в редакцию 14.06.10, принята к печати 01.10.10.

Аннотация

Разработана усовершенствованная конструкция импульсного насоса для водоснабжения из буровых скважин, а также математическая модель работы насоса и технология использования

Ключевые слова: откачка, скважина, насос.

Развитие народного хозяйства и повышение благосостояния людей требует увеличения промышленного, сельскохозяйственного и бытового водоснабжения, одним из основных источников которого являются подземные воды, добываемые из пробуренных скважин. В настоящее время в связи с сокращением ресурсов поверхностных вод использование подземных вод для различных целей значительно увеличивается. Однако из-за отсутствия надежной водоподъемной техники в большинстве стран мира сейчас эксплуатируется только незначительная часть запасов подземных вод.

На Украине и за рубежом используется много разнообразных технических средств для искусственного подъема жидкости, разработанных для различных условий эксплуатации, отличающихся конструктивно и по принципу действия.

Одними из наиболее перспективных подъемников жидкости, удовлетворяющих различным условиям эксплуатации, являются погружные поршневые насосы с гидравлическим приводом и в частности простые в изготовлении и эксплуатации импульсные поршневые насосы, изменяющие энергию жидкости за счет изменения давления.

Важной особенностью гидроприводных импульсных насосов является их способность передавать большое количество энергии с потоком жидкости, имеющим сравнительно небольшой расход, но высокое давление. Эта особенность позволяет создавать мощные агрегаты небольших габаритов для скважин малых диаметров.

В таких насосах вытеснение жидкости происходит поршнем, который перемещается вниз энергией давления жидкости от насоса, установленного на поверхности, а в исходное верхнее положение перемещается возвратной пружиной.

существующие конструкции импульсных насосов, имеют ряд недостатков, которые затрудняют их широкое использование при откачке жидкости из скважин, а именно сложности обеспечения четкого взаимодействия между погружным и наземным оборудованием, поскольку связь между ними осуществляется через столб упругой инерционной жидкости, т. к. распределительное устройство управления поршнем импульсного насоса обычно располагается на поверхности.

С целью устранения существующих недостатков, предлагается усовершенствованный импульсный насос НИМ-73 (рис.1) для подъема жидкости из скважин различного диаметра, а также методика расчета рабочих и технологических параметров насосной установки.

В отличие от существующих конструкций в предлагаемом насосе золотниковый узел установлен непосредственно в погружном насосе, что повышает надежность связи между наземным насосом, подающим рабочую жидкость и поршнем импульсного погружного насоса.

Конструкция насоса простая и позволяет изготовить его в мастерских геологоразведочных предприятий.

^{*} Для переписки: ttgr@pop.dgtu.donetsk.ua

При использовании разработанного импульсного погружного насоса возможны различные схемы его установки в скважине в зависимости от заданных условий эксплуатации (с двойной колонной труб, с одной колонной и пакером и др.). При откачке жидкости из скважин малого диаметра импульсный поршневой насос целесообразно опускать на силовых трубах и устанавливать в специальное седло пакера.

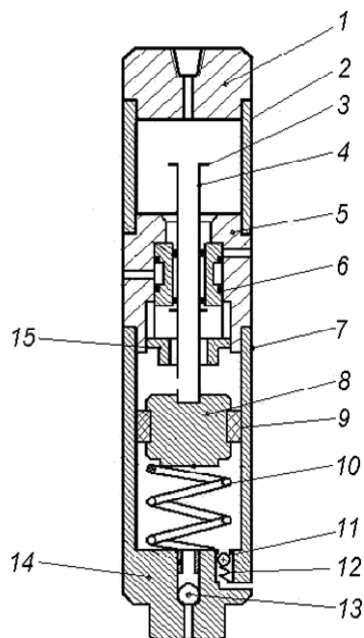


Рис.1. Импульсный поршневой насос НИМ-73

При использовании любой схемы погружной насос на бурильных трубах опускается в скважину и устанавливается в скважине ниже динамического уровня не менее чем на 10м.

Насос состоит из соединительного переходника 1, корпусов 2, 7 в которых размещен поршень 8 с резиновой уплотнительной манжетой 9. Поршень 8 опирается на возвратную пружину 10. В верхней части поршня 8 установлен шток 4 с упором 3. В клапанной коробке 14 расположены всасывающий 13 и нагнетательный 12 клапаны с пружиной 11. Над поршнем установлена золотниковая коробка 5 с боковыми отверстиями, перекрываемые золотником 6. золотниковая коробка закрыта нижней крышкой 15.

В исходном положении пружина 10 удерживает поршень 8 и шток 4 в верхнем положении. При этом шток 4 нижним выступом перемещает золотник 6 вверх, отключая надпоршневую полость от подъемных труб.

Приводная жидкость от наземного силового насоса подается по колонне силовых труб через центральное отверстие в штоке 4 в надпоршневую полость цилиндра погружного насоса. Давление силовой жидкости, действуя на поршень 8, перемещает его вниз, сжимая пружину 10. Откачиваемая жидкость через нагнетательный клапан 12 вытесняется в подъемные трубы. При движении поршня 8 вниз,

золотник 6 удерживается в верхнем положении давлением приводной жидкости, т.к. усилие на золотник снизу будет больше на величину разности его рабочих площадей.

В нижнем положении шток 4 верхним выступом 3 упирается в золотник 6 и перемещает его вниз. При этом надпоршневая полость насоса соединяется с подъемными трубами. Приводная жидкость через боковое отверстие в золотниковой коробке 5 подается в подъемные трубы. Давление в надпоршневой полости падает, и пружина 10 перемещает поршень 8 вверх. Жидкость из скважины через всасывающий клапан 13 поступает в подпоршневую полость цилиндра насоса. Нижний выступ штока упирается в золотник 6 и перемещает его вверх. Цикл заканчивается.

Для определения рабочих, конструктивных и технологических параметров насосной установки в целом предлагается упрощенная методика расчетов.

Число двойных ходов поршня импульсного насоса определяется из выражения:

$$n = \frac{Q_n}{F_n S K_0}, \quad (1)$$

где Q_n – подача насоса, м³/мин; S – ход поршня, м; K_0 – коэффициент утечек жидкости в погружном насосе; F_n – площадь поперечного сечения поршня, м².

Количество рабочей жидкости для привода импульсного насоса определяется из выражения:

$$Q_p = \frac{Q_n}{2 K_p K_o}, \quad (2)$$

где K_p – коэффициент использования рабочей жидкости.

Давление наземного приводного насоса определяется по формуле:

$$P_n = \frac{2 S (P_n F_n - P_w F_w + T)}{Q_p t_u} - P_a + \gamma_{cm} H + \frac{V_c \gamma_c \lambda_c L_c}{2 g d_c}, \quad (3)$$

где P_n, P_a – давление жидкости в подъемных трубах и атмосферное давление соответственно, Па.

$$P_n = P_a + \gamma_{см} H + \frac{\lambda_n \gamma_{см} L V_n^2}{(D_n^6 - d_c^2) 2g}, \quad (4)$$

где P_u – давление откачиваемой жидкости на изливе. Принимаем $P_u = P_a = 10^5$ Па; $\gamma_{см}$ – удельный вес смешанной жидкости в подъемном трубопроводе, Н/м³; H – глубина откачки; L_c – длина силового трубопровода, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; T – сила трения между поршнем и цилиндром, Н. $T = G_n / 2$; G_n – вес поршневой группы, Н. $G_n = m_n g$; m_n – масса поршневой группы, кг; λ_n – коэффициент гидравлических сопротивлений в подъемном трубопроводе.

$$\lambda_n = a \left[\frac{d_1^2}{d_2^2} - 1 \right]^2, \quad (5)$$

где a – опытный коэффициент. Для ниппельного соединения труб $a = 1,5$; d_1, d_2 – соответственно внутренний диаметр труб и соединений, м; V_n – скорость течения жидкости в подъемном трубопроводе, м/с.

$$V_n = \frac{4 Q_p}{\pi (d_n^2 - D_c^2)}, \quad (6)$$

где d_n, D_c – соответственно внутренний диаметр подъемных труб (или скважины при использовании пакера) и наружный диаметр силовых труб, м; L – длина подъемных труб, м; P_6 – давление жидкости со стороны всасывания погружного насоса, Па.

$$P_6 = P_a + \gamma_d H_1 - \frac{\gamma_d V_6^2 (1 + K_6)}{2g}, \quad (7)$$

где γ_d – удельный вес откачиваемой жидкости, Н/м³; H_1 – величина погружения гидронасоса ниже динамического уровня жидкости в скважине, м; K_6 – коэффициент сопротивления жидкости во всасывающем трубопроводе; V_6 – скорость течения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

$$V_6 = \frac{4 Q_p}{\pi (D_n^2 - D_n^2)}, \quad (8)$$

где D_n – наружный диаметр насоса, м; F_u – площадь поперечного сечения штока, м²; t_u – время рабочего цикла движения поршневой группы насоса, с. $t_u = \frac{2 S}{V_{cp}}$; V_{cp} – средняя скорость возвратно-поступательного движения поршневой группы, м/с. $V_{cp} = \frac{4 Q_p}{D_n^2}$; D_n – диаметр поршня, м; V_c – скорость течения жидкости в силовом трубопроводе, м/с. $V_c = \frac{4 Q_p}{d_c^2}$; d_c – внутренний диаметр силового трубопровода, м; λ_c – коэффициент гидравлических сопротивлений в силовом трубопроводе. $\lambda_c = a \left[\frac{d_1^2}{d_2^2} - 1 \right]^2$; a – опытный коэффициент. Для муфтово-замкового соединения труб $a = 2$; γ_c – удельный вес жидкости в силовом трубопроводе, Н/м³.

При определении силы возвратной пружины погружного насоса составляется уравнение сил, действующих на возвратную пружину при перемещении поршня вверх:

$$- P_p F_n - G_n - T + P_6 F_n + P_2 = 0 \quad (9)$$

где P_p – давление жидкости в рабочем трубопроводе перед пружиной, Па. $P_p = H \gamma_c$; P_2 – сила пружины для возвращения поршня насоса вверх, Н.

$$P_2 = P_p F_n + G_n + T - P_6 F_n. \quad (10)$$

Зная P_2 параметры пружины определяются по общепринятой методике.

Расчетные параметры возвратной пружины в зависимости от заданной величины хода поршня приведены в табл. 1.

Табл. 1. Некоторые параметры возвратной пружины

Параметры пружины	Ход поршня насоса, м			
	0,5	1	1,5	2
Наружный диаметр, мм	45	45	45	45
Диаметр проволоки, мм	5	5	5	5
Жесткость витка, кг/мм	4,86	4,86	4,86	4,86
Сила предварительного натяга, Н	100	100	100	100
Сила пружины при максимальной деформации, Н	470	470	470	470
Жесткость пружины, Н/м	553	276,5	184	138
Рабочая деформация пружины, мм	500,0	1000,0	1500,0	2000,0
Число рабочих витков пружины, шт	18	35	53	71
Шаг пружины, мм	9,8	9,8	9,8	9,8

При выборе пружины нагнетательного клапана насоса учитывается, что сила пружины должна выдерживать вес клапана $G_{кл}$ и столба жидкости над поршнем при движении поршня вверх. С учетом этого уравнение сил, действующих на пружину, имеет вид:

$$P_{кл} - G_{кл} - P_v F_{кл} + P_n F_{кл} = 0 ; \quad (11)$$

где $P_{кл}$ – сила клапанной пружины, Н.

$$\text{Отсюда } P_{кл} = G_{кл} + P_v F_{кл} - P_n F_{кл} .$$

$$G_{кл} = m_{кл} g , \quad (12)$$

где $m_{кл}$ – масса клапана, кг; $F_{кл}$ – площадь поперечного сечения клапана, м².

Зная силу клапанной пружины $P_{кл}$, которая зависит от глубины откачки можно выбрать конкретные параметры клапанной пружины для конкретных условий эксплуатации погружного насоса.

Известно, что для обеспечения износостойкости резиновых уплотнительных элементов гидравлических механизмов, в частности поршня насоса скорость его перемещения не должна превышать 2-2,5 м/с. Таким образом, оптимальное число двойных ходов поршня импульсного насоса должно составлять 60-70 ходов в минуту, что обеспечивает подачу насоса до 250 л/мин.

Разработанные графики зависимости давления приводного насоса от величины заглубления погружного импульсного насоса ниже уровня откачиваемой жидкости в скважине, дают возможность оперативно без вычислений прогнозировать допустимую величину снижения уровня жидкости в скважине при проведении откачки. Величину снижения уровня жидкости в скважине в процессе откачки необходимо постоянно измерять уравнимером.

Расчёты показывают, что при правильном выборе приводного насоса существует возможность разработанным импульсным насосом откачивать жидкость из глубины до 1000 м.

Библиографический список

1. Пилипец В.И. Насосы для подъема жидкости. – Донецк: РИА, 2000. с.241.
2. Пилипец В.И. Применение погружных насосов с гидроприводом для откачки жидкости из буровых скважин. – Свердловск: СПИ. В кн.: Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые. 1981.
3. Неудачин Г.И., Пилипец В.И., Фоменко В.С., Зыбинский П.В. Погружной бесштанговый насос для откачки жидкости из скважин. – Москва: «Разведка и охрана недр», 1976, № 9.
4. Неудачин Г.И., Пилипец В.И., Фоменко В.С., Зыбинский П.В. Результаты разработки погружных гидроприводных поршневых насосов для откачки жидкости из стволов шахт и буровых скважин. – Белгород: В кн.: "Техника и технология бурения скважин эксплуатационной разведки на карьерах и шахтах КМА", 1976.
5. Неудачин Г.И., Пилипец В.И. Погружной бесштанговый насос для подъема воды из буровых скважин. «Гидротехника и мелиорация», № 7, 1981.

© Пилипец В. И., Брегида Л. Б., 2011.