

УДК 656.342.071.8

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ПОТОКА ВОДЫ В НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ШАХТНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

В. Т. Дмитриев, С. А. Тимухин, С. В. Дмитриев, А. С. Тимухин

Justification of rational water flow rate in the discharge lines of mine drainage systems

V. T. Dmitriev, S. A. Timukhin, S. V. Dmitriev, A. S. Timukhin

On the basis of the principles of classical mechanics authors analyze the costs of energy during transportation of water flows in the discharge lines of mine drainage systems. Authors obtain the dependences of the total energy of the water flow in the function of velocity of water in the pipeline. The article describes the features of energetics of idling pumping unit. It is shown that in this mode operation in the pipeline is not performed, but the energy consumption takes place. It is proportional to, inter alia, the maintenance time of this mode and the height of the column of retained water in the pipeline.

Based on the performed analysis authors establish the optimal value for the criterion of energy consumption of water flow velocities in pipelines and recommend their rational values, significantly exceeding the recommended nowadays. It is concluded that the increase in the velocity of water in the pipes will result in increased efficiency of drainage systems, because it reduces both operating (energetical), and capital expenditures.

Taking into account of the results obtained proposes an increase of the recommended rational water velocities in the pipes from 2–3 m/s to 4–6 m/s.

Of course, the negative effect of increasing of the flow velocity in injection pipeline is the increase of quantity of hydraulic impact. However, its reduction to the desired values can be achieved by simple increasing of the number of check valves on the pipeline or the use of other, more advanced engineering tools. At the same time slight increase in resistance of the pipeline in a range of velocities – 4–6 m/s will not have a significant impact on energy costs when moving water through it. This follows from the analysis of energy consumption dependency in water velocity function.

Keywords: potential energy; kinetic energy; full hydraulic energy; water consumption; pressure loss; specific heat capacity; flow velocity; loss factor.

В статье на основе принципов классической механики выполнен анализ затрат энергии при транспортировании потоков воды в нагнетательных трубопроводах шахтных водоотливных установок. Получены зависимости полной энергии потока воды в функции скорости движения воды в трубопроводе. Рассмотрены особенности энергетики режима холостого хода насосной установки. Показано, что в этом режиме работа в трубопроводе не совершается, однако расход энергии имеет место. Он пропорционален, в том числе, времени поддержания этого режима и высоте столба, удерживаемой в трубопроводе воды.

На основе выполненного анализа установлены оптимальные по критерию энергозатрат значения скоростей движения воды в трубопроводах и рекомендованы их рациональные значения, существенно превышающие рекомендованные

в настоящее время. Можно сделать вывод, что повышение скоростей воды в трубопроводах приведет к повышению эффективности водоотливных установок, поскольку снижаются как эксплуатационные (энергетические), так и капитальные затраты.

С учетом полученных результатов предложено увеличение рекомендуемых рациональных скоростей движения воды в трубопроводах с 2–3 м/с до 4–6 м/с.

Конечно, отрицательным последствием увеличения скоростей потока воды в нагнетательных трубопроводах является повышение величины гидравлического удара. Однако его снижение до требуемых значений может быть достигнуто простым увеличением числа обратных клапанов на трубопроводе или применением других, более совершенных технических средств. При этом некоторое увеличение сопротивления

трубопроводной линии в диапазоне скоростей 4–6 м/с не окажет существенного влияния на энергетические затраты при перемещении по ней воды. Последнее вытекает из анализа зависимостей расхода электроэнергии в функции скоростей движения воды.

Ключевые слова: потенциальная энергия; кинетическая энергия; полная гидравлическая энергия; расход воды; потери напора; удельная теплоёмкость; скорость потока воды; коэффициент потерь.

В настоящее время при расчетах параметров нагнетательных трубопроводов шахтных водоотливных установок скорость движения воды в них принимается в пределах 2–3 м/с [1, 2]. Принятые еще в 1920–40 гг., эти значения скоростей не пересматривались, хотя значительно устарели и нуждаются в соответствующей переоценке. Выполним её с точки зрения энергетических затрат на транспортирование воды по нагнетательным трубопроводам.

Передаваемая от насоса полная гидравлическая энергия трубопроводного става $E_{\text{полн}}$ расходуется на подъём воды на геометрическую высоту H_r (потенциальная составляющая $E_{\text{пот}}$), на перемещение воды по трубопроводу со скоростью $v_{\text{тр}}$ (кинетическая составляющая $E_{\text{кин}}$), на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода $E_{\text{сопр}}$ и на увеличение теплосодержания потока воды в трубопроводе $E_{\text{тепл}}$. Следовательно, полная энергия потока воды в нагнетательном трубопроводе составит

$$E_{\text{полн}} = E_{\text{пот}} + E_{\text{кин}} + E_{\text{сопр}} + E_{\text{тепл}}.$$

Или в другом виде:

$$E_{\text{полн}} = \rho Q_{\text{тр}} g H_r + \rho Q_{\text{тр}} \frac{v_{\text{тр}}^2}{2} + \rho Q_{\text{тр}} g \Delta H_{\text{тр}} + \rho Q_{\text{тр}} C_p \Delta T,$$

где $Q_{\text{тр}}$ – расход воды через трубопровод, равный подаче насоса (насосов); ρ – плотность шахтной воды; $\Delta H_{\text{тр}}$ – потери напора воды в трубопроводе; C_p – удельная теплоёмкость шахтной воды; ΔT – разность температур потока воды на входе и на выходе из трубопровода.

С учетом того, что $\rho Q_{\text{тр}} = m_{\text{тр}}$ – секундная масса воды, проходящей через трубопровод, получим

$$E_{\text{полн}} = m_{\text{тр}} g H_r + m_{\text{тр}} \frac{v_{\text{тр}}^2}{2} + m_{\text{тр}} g \Delta H_{\text{тр}} + m_{\text{тр}} C_p \Delta T.$$

Пренебрегая последним слагаемым в этом уравнении ввиду его незначительности и с учетом того, что

$$\Delta H_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{v_{\text{тр}}^2}{2g},$$

где $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент потерь напора в трубопроводе, запишем уравнение полной удельной энергии трубопроводного става (для единичной массы воды):

$$q_{\text{полн}} = g H_r + 0,5 (1 + \xi_{\text{тр}}) v_{\text{тр}}^2. \quad (1)$$

Данное уравнение соответствует любым видам трубопроводов (вертикальным, наклонным или горизонтальным) и может служить основой для энергетического анализа процесса транспортирования в них воды.

Поскольку размерность слагаемых уравнения (1) представляет собой энергию в единицу времени, то определение полного удельного расхода энергии $\omega_{\text{полн}}$ должно осуществляться с учетом времени прохождения воды через трубопровод $Z_{\text{тр}}$:

$$\omega_{\text{полн}} = g H_r Z_{\text{тр}} + 0,5 (1 + \xi_{\text{тр}}) v_{\text{тр}}^2 Z_{\text{тр}}. \quad (2)$$

Для типовых шахтных вертикальных нагнетательных трубопроводов, длина которых $L_{\text{тр}}$ незначительно отличается от H_r , уравнение (2) можно записать как

$$\omega_{\text{полн}} = g v_{\text{тр}} Z_{\text{тр}}^2 + 0,5 (1 + \xi_{\text{тр}}) v_{\text{тр}}^2 Z_{\text{тр}}.$$

Тогда, с учетом изложенного, КПД трубопровода составит

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{g H_r + 0,5 v_{\text{тр}}^2}{g H_r + 0,5 v_{\text{тр}}^2 + 0,5 \xi_{\text{тр}} v_{\text{тр}}^2}.$$

Рассмотрим энергетику режима холостого хода насосной установки (насос + трубопровод), при котором напор насоса при нулевой подаче H_0 меньше H_r . В этом режиме насос передает в трубопровод мощность, эквивалентную мощности удержания столба воды в трубопроводе при $v_{\text{тр}} = 0$. Следовательно, полная энергия трубопровода будет равна только её потенциальной составляющей

$$E_{\text{полн}}^{\text{xx}} = E_{\text{пот}}^{\text{xx}} = m_{\text{нм}} g H_0,$$

где $m_{\text{нм}}$ – масса одного погонного метра столба воды в трубопроводе.

Расход электроэнергии в этом режиме может быть определен по выражению

$$W_{\text{xx}} = m_{\text{нм}} g H_0 Z_{\text{xx}},$$

где Z_{xx} – время работы установки в режиме холостого хода.

Согласно физике процесса в режиме холостого хода насосной установки работа в трубопроводе не совершается, хотя энергия будет расходоваться. Этим и объясняется наличие мощности на валу насоса и на зажимах сетевого двигателя в данном режиме. Например, для насоса ЦНС 300–600 мощность в режиме холостого хода составляет около 350 кВт при номинальной мощности 700 кВт.

Расход электроэнергии в рабочем режиме работы трубопровода

$$W_{\text{тр}} = m_{\text{тр}} Z_{\text{тр}} [gH_r + 0,5 (1 + \xi_{\text{тр}}) v_{\text{тр}}^2].$$

Результаты анализа этого уравнения на примере шахтной водоотливной установки с насосами

ЦНС 300–600 и высотой водоподъема $H_r = 500$ м приведены в таблице и на рис. 1, 2. Определение внутреннего диаметра нагнетательного трубопровода $d_{\text{внутр}} = f(v_{\text{тр}})$ осуществлялась при этом по известным методикам.

Результаты показывают, что зависимости $\omega_{\text{полн}}(W_{\text{тр}}) = f(v_{\text{тр}})$ носят экстремальный характер, следовательно при $v_{\text{тр}} = 11$ м/с расход электроэнергии на перемещение воды по трубопроводу будет минимален, поэтому данный режим работы трубопровода будет оптимальным по критерию энергозатрат. Однако такие значения скоростей не реальны для шахтных водоотливных установок, поэтому наиболее приемлемым диапазоном, по нашему мнению, следует считать 4–6 м/с. Этим значениям соответствуют значительно меньшие,

Результаты анализа уравнения (10)

$v_{\text{тр}}, \text{ м/с}$	$Z_{\text{тр}}, \text{ с}$	$\omega_{\text{пот}}, \text{ кВтч/кг}$	$\omega_{\text{кин}} + \omega_{\text{сопр}}, \text{ кВтч/кг}$	$\omega_{\text{пол}}, \text{ кВтч/кг}$	$W_{\text{тр}}, \text{ кВтч}$	$d_{\text{внутр}}, \text{ мм}$
2	250,00	0,340	0,012	0,352	30,78	230,25
4	125,00	0,170	0,023	0,193	16,91	162,81
6	83,33	0,113	0,035	0,148	12,96	132,94
8	62,50	0,085	0,046	0,131	11,49	115,13
10	50,00	0,068	0,058	0,126	11,01	102,97
12	41,67	0,057	0,069	0,126	11,03	94,00
14	35,71	0,049	0,081	0,130	11,34	87,03
16	31,25	0,043	0,093	0,135	11,82	81,41
18	27,78	0,038	0,104	0,142	12,42	76,75
20	25,00	0,034	0,116	0,150	13,10	72,81
22	22,73	0,031	0,127	0,158	13,84	69,42
24	20,83	0,028	0,139	0,167	14,62	66,47
26	19,23	0,026	0,150	0,177	15,45	63,86
28	17,86	0,024	0,162	0,186	16,29	61,54
30	16,67	0,023	0,174	0,196	17,16	59,45

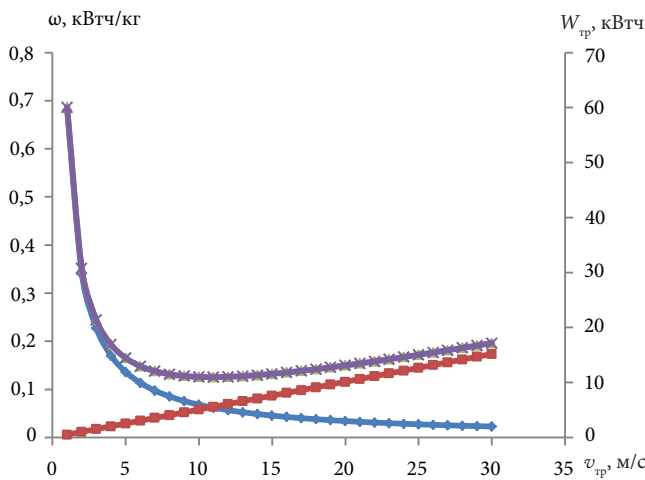


Рисунок 1. Энергетические зависимости нагнетательных трубопроводов / Figure 1 | Energy dependences of discharge pipes.

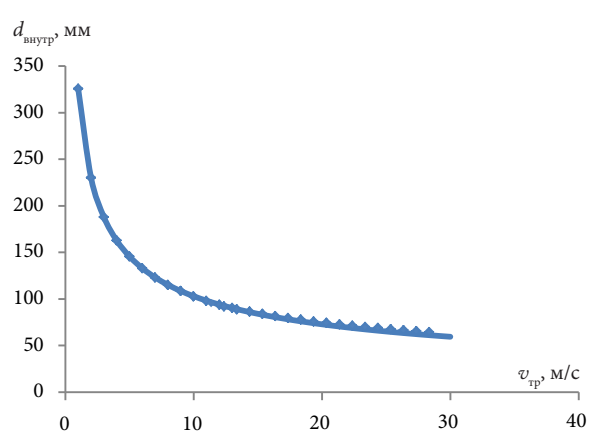


Рисунок 2. Зависимость внутреннего диаметра нагнетательного трубопровода от скорости движения в нём воды / Figure 2 | The dependence of the inner diameter of the discharge pipe from the speed of water in it.

чем в настоящее время, энергетические затраты (в среднем в 1,8 раза меньше, чем при рекомендуемом в настоящее время диапазоне 2–3 м/с). Кроме того, внутренний диаметр трубопровода уменьшается при этом с 230 до 160–130 мм (см. таблицу и рис. 2). Следовательно, переход к более высоким значениям скоростей $v_{тр}$ обеспечивает значительное снижение как эксплуатационных (энергетических), так и капитальных затрат на сооружение трубопроводов.

По данным работы [2] капитальные затраты на сооружение трубопроводных ставов составляют 15–20 % от стоимости всей водоотливной установки. Следовательно, реализация изложенных предложений может существенно повысить эффективность всего комплекса шахтного водоотлива.

Конечно, отрицательным последствием увеличения скоростей потока воды в нагнетательных трубопроводах является повышение величины гидравлического удара. Однако его снижение до требуемых значений может быть достигнуто простым увеличением числа обратных клапанов на трубопроводе или применением других, более совершенных технических средств. При этом некоторое увеличение сопротивления трубопроводной линии в диапазоне скоростей 4–6 м/с (см. рис. 1) не окажет существенного влияния на энергетические затраты при перемещении по ней воды.

венного влияния на энергетические затраты при перемещении по ней воды.

Принято к публикации 26.02.2016

ЛИТЕРАТУРА

1. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. Свердловск, 1956. 532 с.
2. Попов В. М. Рудничные водоотливные установки. 2-е изд., перераб. и доп. М., Недра, 1983. 304 с.
3. Оценка энергетической эффективности шахтной водоотливной установки с учетом фактора времени / Тимухин С. А. [и др.] // Изв. УГГУ. 2005. Вып. 20. С. 74–77.

REFERENCES

1. Veselov A. I. 1956, *Rudnichnyy vodootliv* [Mine drainage], 532 p.
2. Popov V. M. 1983, *Rudnichnye vodootlivnye ustanovki* [Mine drainage systems], ed. 2, 304 p.
3. Timukhin S. S., Shleivin V. V., Uporov S. A., Shashkov S. V. 2005, *Otsenka energeticheskoy effektivnosti shakhtnoy vodootlivnoy ustanovki s uchetom faktora vremeni* [Assessment of the energy efficiency of mine drainage system, taking into account the time factor]. *Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta – News of the Ural State Mining University*, vol. 20, pp. 74–77.

Владимир Трофимович Дмитриев,
доктор технических наук, профессор
Сергей Андреевич Тимухин,
доктор технических наук, профессор
Уральский государственный горный университет,
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Сергей Владимирович Дмитриев,
аспирант, начальник цеха
Муниципальное предприятие «Водоканал»,
Россия, Екатеринбург, ул. Толмачёва, 32
Андрей Сергеевич Тимухин,
эксперт
ЗАО ЦДИЭ «Цветметналадка»,
Россия, Екатеринбург, ул. Татищева, 94

Vladimir Trofimovich Dmitriev,
Dr, Professor
Sergey Andreevich Timukhin,
Dr, Professor
Ural State Mining University,
Yekaterinburg, Russia
Sergey Vladimirovich Dmitriev,
postgraduate researcher, machine-shop manager
Federal enterprise «Vodokanal»,
Yekaterinburg, Russia
Andrey Sergeevich Timukhin,
expert
JSC «Tsvetmetnaladka»,
Russia, Yekaterinburg