

УДК 628.12

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ В ЛОКАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ВОДОПОДАЧИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ БАКОВ И НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ

Д. Ю. КОРОТКОРУЧКО *

*Российский государственный аграрный университет (РГАУ),
МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия*

В данной статье рассматривается возможность совместного применения пневматических баков и насосов с регулируемым приводом в локальных системах водоподачи. Представлен обзор существующих исследований и существующих методик расчета пневматических аккумуляторов, а также их эффективности. Приведены результаты стендовых испытаний пневматических баков и насосов с регулируемым приводом с целью определения наиболее эффективных областей их работы. Намечены дальнейшие шаги для исследований в данной области.

<https://doi.org/10.46991/PYSUC.2025.59.2.319>

Keywords: pneumatic tank, pump, pressure, forecasting, frequency converter, power, energy.

Введение. В настоящее время в мире идет активное развитие жилищно-коммунального, аграрного, промышленного и энергетического секторов. Одним из важнейших вопросов этого развития является создание новых энергоэффективных и повышение энергоэффективности существующих методов добычи, подготовки и подачи воды потребителям. Зачастую они сталкиваются с проблемами давления в системах водоподачи, а также высокими энергетическими и, как следствие, экономическими затратами на обеспечение своих нужд необходимым количеством воды.

Одним из острых вопросов в этой сфере является проектирование и постройка водонапорных башен. Эти сооружения уже на протяжении долгого времени обеспечивают необходимое давление в небольших населенных пунктах, на производственных и аграрных предприятиях, в крупных учреждениях образовательной и медицинской сфер, а также действуют как резервуары с противопожарным запасом воды. Эти башни в основном представляют из себя металлические резервуары, находящиеся на определенной высоте над землей и стоящие на опорной конструкции, называемой стволом. Однако они имеют ряд недостатков: значительные капитальные затраты; трудоемкость

* E-mail: d.kor.kwc@mail.ru

эксплуатации; коррозионные процессы; обмерзание внутренней поверхности из-за недостаточного оборота воды в зимний период; образование льда на внешней поверхности башни из-за утечек и переливов; в случае необходимости применения в сейсмически нестабильных районах их использование ограничено.

Из-за этого возникает необходимость поиска вариантов усовершенствования существующих систем водоснабжения.

В безбашенных системах водоподачи могут использоваться в качестве регулирующей емкости воздушно-водяные герметичные котлы, называемые пневматическими баками. Эти устройства часто можно увидеть в использовании частными домовладениями, школами, больницами и аквапарками. Однако очень часто можно увидеть, что выбранные баки не подходят потребителю, не обеспечивают необходимое регулирование напора и работы насосного оборудования. Например, насос может включаться слишком часто, расходуя свой ресурс работоспособности, либо в определенные моменты вообще не включаться, оставляя потребителей без воды.

Другим вопросом является регулирование во время работы насосного оборудования и снижение его энергопотребления. Для этого чаще всего используются преобразователи частоты вращения. Однако до сих пор не проводилось значительных исследований по изучению совместной работы пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом. Они содержат, главным образом, обзоры и изучение таких систем по отдельности. Например, известный производитель насосов Grundfos в своем исследовании, представленном на официальном сайте, рассматривает наполненные азотом мембранные баки, в которых давление должно быть на 0,5 *бар* больше статического. При этом бак в данном исследовании подключается не к напорному, а к всасывающему трубопроводу с целью поглощения избыточного давления.

Другая сфера нынешних исследований работы мембранных баков – отопление. В статье [1] о потерях эксергии в грунтовом тепловом насосе данные баки упоминаются как компенсаторы давления и приводятся общие данные об их использовании в системах отопления, но не более того.

В свою очередь, частотные преобразователи встречаются в научных публикациях авторов намного чаще. Так, в статье [2] авторы рассматривают их с точки зрения анализа переходных характеристик и улучшения показателей работы осевых насосов. В другой работе [3] приводятся данные по расчету эффективности насоса с регулируемой скоростью вращения для систем подачи жидкости со статическим напором и без него. Еще одно исследование [4] показывает, сколько электроэнергии экономится при использовании частотных преобразователей.

Данная статья приводит некоторые результаты исследований по изучению совместной работы пневматических баков и насосов с частотно-регулируемым приводом, расчеты и прогнозирование поведения таких систем, а также их экономической выгоды.

Материалы и методы исследования. Используются теоретические и экспериментальные методы исследований. Теоретические методы заключаются в изучении существующих исследований по данной теме, составлении методики

для проведения экспериментальных исследований, решении дифференциальных уравнений зависимости мощности насосного оборудования от времени наполнения пневмобака и давления в системе. Экспериментальные исследования проводились на базе лаборатории насосов и насосных станций РГАУ – МСХА им. К.А. Тимирязева. Для этого использовался модернизированный стенд производства “Зарница”, показывающий работу насосов (рис. 1). Модернизация включала в себя присоединение пневматического бака объемом 60 л к напорному трубопроводу, а также частотного преобразователя к насосному агрегату.

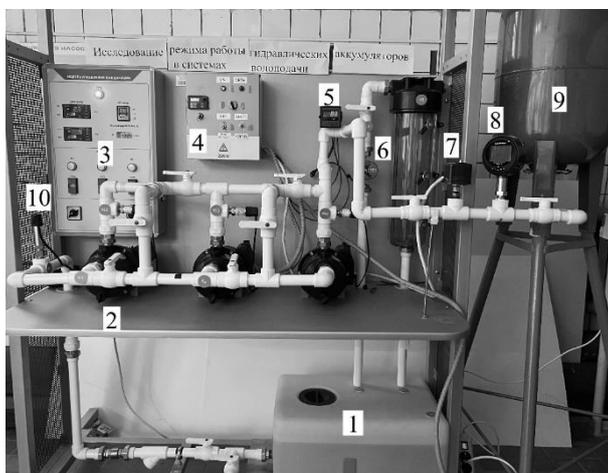


Рис. 1. Экспериментальная установка.

Условные обозначения:

- 1) резервуар с водой;
- 2) центробежный насос Асquaer RGJ-602P;
- 3) модуль управления и индикации;
- 4) преобразователь частоты;
- 5) ваттметр;
- 6) расходомер;
- 7) реле давления;
- 8) цифровой манометр;
- 9) мембранный бак объемом 60 л;
- 10) датчик давления.

При расчете использовались следующие значения:

- расход насоса, л/мин: 1,5; 2,7; 5,4; 10,8;
- давление воздуха в баке, кПа; в диапазоне 50–240;

– давления включения и выключения насоса на реле выставлялись в соответствии с расходом: при повышении расхода значения снижались, а при понижении – увеличивались. Например, для расхода 2,7 л/мин давления включения и выключения составляли 140 и 270 кПа соответственно, а при 10 л/мин – 80 и 180 кПа соответственно. Расход регулировался изменением положения задвижки (дросселированием).

В первую очередь были определены рабочие характеристики насоса без бака, в том числе и при различных частотах вращения (рис. 2). Затем к системе был подключен пневматический бак. После этого определялись следующие параметры: время наполнения $t_{\text{наполн.}}$ (ось x), давление в системе $P_{\text{сист.}}$ (ось y) и потребляемая мощность насоса $N_{\text{насос}}$ (ось z). Все эти параметры определялись как при 100%-й частоте вращения, так и при ее снижении вплоть до 55%.

Результаты испытаний с баком подтверждают проведенные ранее испытания [5, 6].

Для наглядной демонстрации зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и общего давления в системе было принято решение построить 3D-графики на основании полученных данных. Для этого использовался метод

кригинга – регрессии на основе гауссовских процессов, используемой для интерполяции недостающих значений.

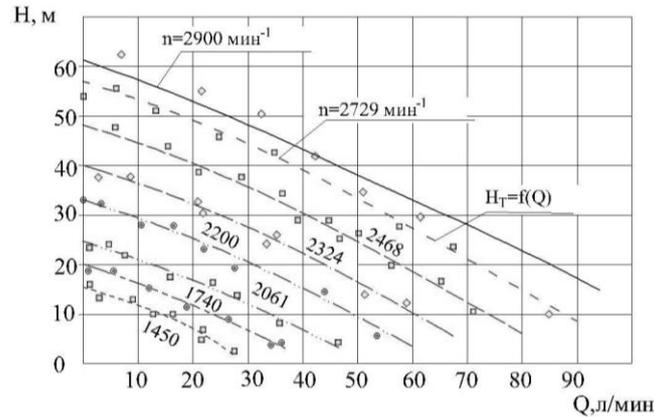


Рис. 2. Результаты испытаний насоса Asquaer RGJ-602P.

Метод кригинга основывается на представлении прогнозируемого значения как взвешенной суммы наблюдений, с учетом пространственной корреляции между точками. В основе гауссовского процесса регрессии лежит подход гауссовских процессов, которые моделируют данные как реализацию случайной функции [7]. Гауссовский процесс задается как множество случайных величин, каждая из которых обладает нормальным распределением, а совокупность любых конечных подмножеств этих величин имеет многомерное нормальное распределение [8].

Гауссовский процесс определяется следующими параметрами:

– математическое ожидание $m(t_{\text{наполн.}})$:

$$m(t_{\text{наполн.}}) = E[f(t_{\text{наполн.}})], \quad (1)$$

где $E[f(t_{\text{наполн.}})]$ – среднее ожидаемое значение функции f в точке x , которая является входным вектором (точкой в пространстве признаков);

– ковариационная функция (ядро) $k(t_{\text{наполн.}}, t_{\text{наполн.}'})$:

$$k(t_{\text{наполн.}}, t_{\text{наполн.}'}) = E[(f(t_{\text{наполн.}}) - m(t_{\text{наполн.}}))(f(t_{\text{наполн.}'}) - m(t_{\text{наполн.}'}))]. \quad (2)$$

Для упрощения часто предполагается, что $m(t_{\text{наполн.}}) = 0$, что позволяет сосредоточиться на ковариационной структуре данных.

Пусть у нас есть n -ое количество наблюдений. Тогда массив входных данных

$$T_{\text{наполн.}} = \{t_{\text{наполн.}1}, t_{\text{наполн.}2}, \dots, t_{\text{наполн.}n}\}, \quad (3)$$

где $t_{\text{наполн.}i} \in \mathbb{R}^d$ – d -мерное вещественное пространство.

Массив наблюдаемых значений:

$$P_{\text{сист.}} = \{P_{\text{сист.}1}, P_{\text{сист.}2}, \dots, P_{\text{сист.}n}\}. \quad (4)$$

Цель – предсказать значение $f(t_{\text{наполн.}*})$ для новой точки $t_{\text{наполн.}*}$. Предполагается, что значения целевой функции в обучающих точках $P_{\text{сист.}}$ и значение в новой точке $f(t_{\text{наполн.}*})$ совместно подчиняются многомерному нормальному распределению.

Ковариационная функция (ядро) $k(t_{\text{наполн.}'}, t_{\text{наполн.}'})$ определяет связь между точками в пространстве признаков. Выбор ядра влияет на свойства предсказания. Распространенные примеры ядер:

– радиально-базисное ядро:

$$k(t_{\text{наполн.}'}, t_{\text{наполн.}'}) = \exp\left(-\frac{\|t_{\text{наполн.}'} - t_{\text{наполн.}'}\|^2}{2l^2}\right), \quad (5)$$

где $\|t_{\text{наполн.}'} - t_{\text{наполн.}'}\|$ – евклидово расстояние между точками $t_{\text{наполн.}'}$ и $t_{\text{наполн.}'}$; l – параметр длины масштаба, который регулирует, как быстро корреляция убывает с расстоянием;

– ядро Маттерна:

$$k(t_{\text{наполн.}'}, t_{\text{наполн.}'}) = \frac{2^{1-\nu}}{\Gamma(\nu)} \left(\frac{\sqrt{2\nu} \|t_{\text{наполн.}'} - t_{\text{наполн.}'}\|}{l}\right)^\nu K_\nu \left(\frac{\sqrt{2\nu} \|t_{\text{наполн.}'} - t_{\text{наполн.}'}\|}{l}\right), \quad (6)$$

где ν – параметр гладкости, определяющий “шумность” модели; K_ν – модифицированная функция Бесселя; $\Gamma(\nu)$ – это обобщение факториала на вещественные и комплексные числа.

Таким образом, алгоритм расчета и интерполяции следующий:

- 1) выбирается ковариационная функция (например RBF);
- 2) определяются гиперпараметры (l, σ_n^2) ядра, которые могут быть найдены методом оптимизации;
- 3) вычисляются ковариационные матрицы $(K(T_{\text{наполн.}'}, T_{\text{наполн.}'}), K(T_{\text{наполн.}'}, t_{\text{наполн.}*}), K(t_{\text{наполн.}*}, t_{\text{наполн.}*}))$;
- 4) на основе формул для μ_* и σ_*^2 делаются предсказания для новых точек $t_{\text{наполн.}*}$.

Расчеты и построение графиков проводились при помощи кроссплатформенной интегрированной среды разработки PyCharm и языка программирования высокого уровня Python. Непосредственно для построения графиков перед написанием выполняемого кода были подгружены и импортированы библиотеки программного обеспечения MATLAB для расчетов гауссовских процессов.

Результаты исследований и их обсуждение. Результаты испытаний приведены на рис. 3 и 4. На основании представленных графиков выявлены ключевые закономерности работы гидравлических мембранных баков при различных режимах работы насоса и расходах жидкости.

1) *Анализ энергоэффективности системы.*

Эксперименты с насосом при различных значениях давления воздуха в баке (100 и 50 кПа) и частотах вращения (100, 90, 80, 70 и 60%) показали, что снижение давления воздуха в баке значительно влияет на динамику системы. Наиболее энергоэффективный режим работы насоса наблюдался при более низких частотах вращения, однако при этом увеличивалось время заполнения бака.

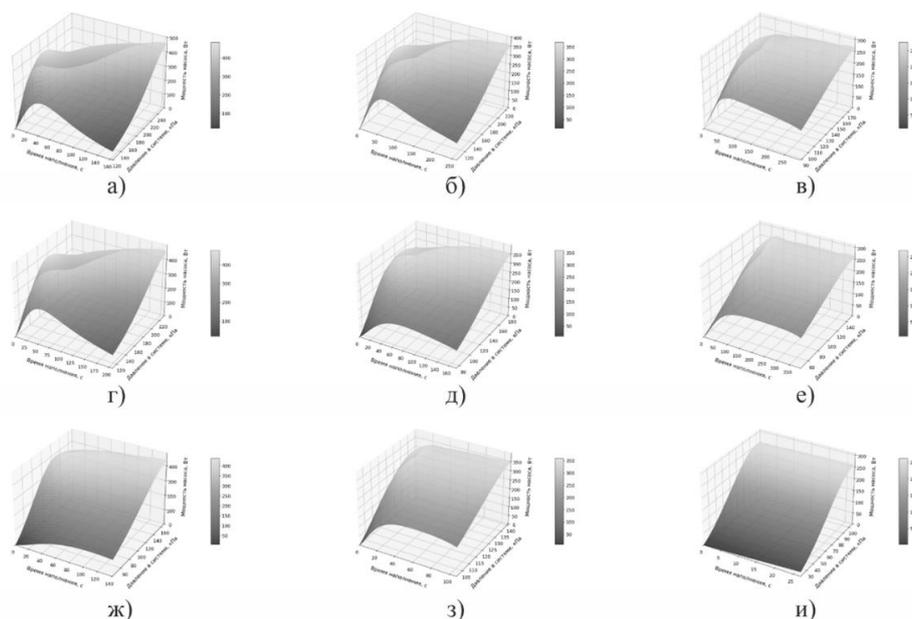


Рис. 3. 3D-графики, демонстрирующие зависимость мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе: а), б), в) – при расходе 2,7 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно; г), д), е) – при расходе 5,4 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно; ж), з), и) – при расходе 10,8 л/мин с частотой вращения 100, 90 и 80% соответственно.

При частоте 100% насос демонстрировал высокую производительность при всех расходах (10,8; 5,4; 2,7 л/мин), но потери энергии в этом режиме также были максимальными. Снижение частоты вращения до 60% позволило уменьшить потребляемую мощность насоса, но при высоких расходах система начинала работать на границе стабильности, поскольку напор насоса оказывался недостаточным для преодоления давления воздуха в баке [9].

2) Влияние давления воздуха в баке.

На графиках видно, что при снижении давления воздуха со 100 кПа до 50 кПа насос стабильно работает на более низких частотах вращения, обеспечивая приемлемый напор даже при снижении энергозатрат. Однако это приводит к увеличению времени заполнения бака. Это компромиссный выбор между энергоэффективностью системы и ее производительностью.

При давлении 50 кПа заполнение бака становится возможным даже при низких расходах (1,5–2,7 л/мин) и частотах вращения (60 и 70%), что подтверждает универсальность предложенной модели.

3) Влияние расхода.

Снижение расхода до 2,7 л/мин позволило системе стабильно работать даже на низких частотах вращения. При расходе 10,8 л/мин наблюдалось ограничение по напору, особенно при частотах ниже 80%. Это указывает на необходимость оптимизации рабочего диапазона насоса в зависимости от ожидаемой нагрузки. Таким образом, при проектировании системы важно учитывать как пиковые, так и номинальные значения расхода.

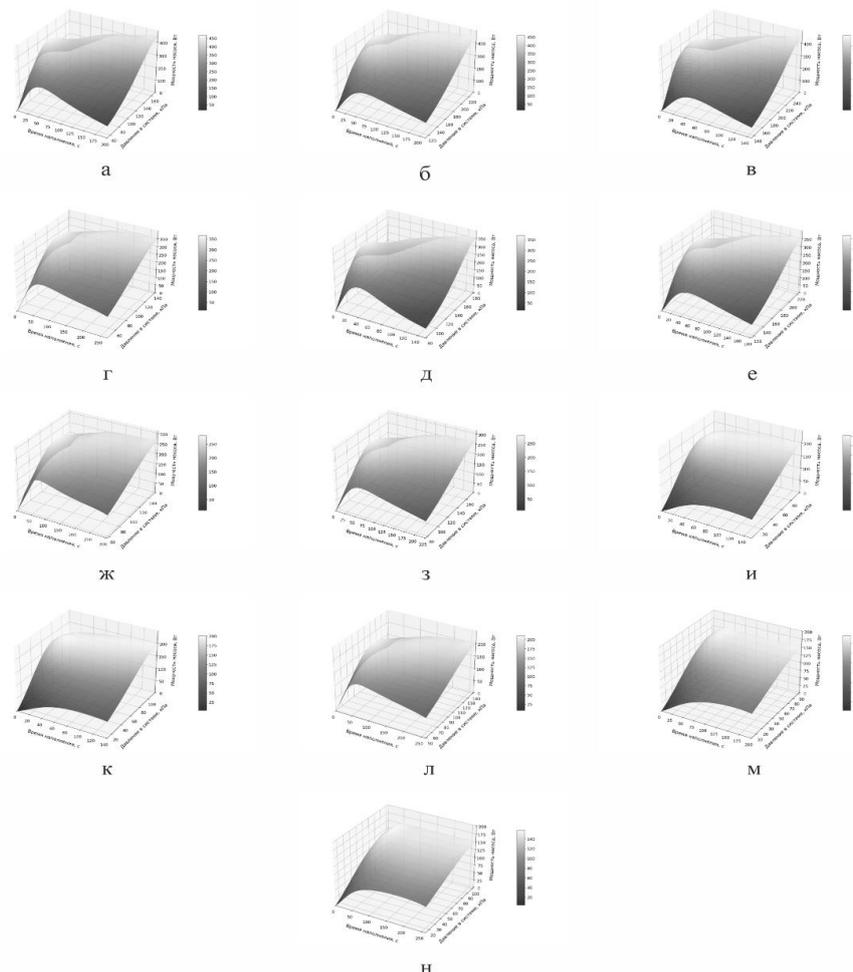


Рис. 4. 3D-графики зависимости мощности насоса от времени наполнения бака и давления в системе при давлении в баке 50 кПа: а), б), в) – с частотой вращения 100% при расходах 10,8; 5,4; 2,7 л/мин соответственно; г), д), е) – с частотой вращения 90% при расходах 10,8; 5,4; 2,7 л/мин соответственно; ж), з) – с частотой вращения 80% при расходах 5,4 и 2,7 л/мин соответственно; и), к), л) – с частотой вращения 70% при расходах 5,4; 2,7 и 1,5 л/мин соответственно; м), н) – с частотой вращения 60% при расходах 2,7 и 1,5 л/мин.

4) Универсальная модель расчета объема бака.

Для описания работы бака с учетом переменных параметров можно вывести дифференциальное уравнение для расчета бака, связывающее объем бака, давление, расход, частоту вращения насоса и другие параметры.

Обозначим: $V_{\text{бак}}$ – объем бака, м^3 ; Q – расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$; H – напор насоса, м ; $P_{\text{воздуха}}$ – давление воздуха в баке, Па ; $P_{\text{сист.}}$ – давление в системе, Па ; f – частота вращения насоса, $\text{об}/\text{мин}$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; ρ – плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Основные зависимости:

1) уравнение Бернулли для системы:

$$P_{\text{сист.}} = P_{\text{воздуха}} + \rho g H. \quad (7)$$

2) Баланс масс в системе (заполнение и опустошение бака):

$$\frac{dV_{\text{бак}}}{dt} = Q_{\text{вход}} - Q_{\text{выход}}, \quad (8)$$

где $Q_{\text{вход}}$ и $Q_{\text{выход}}$ зависят от частоты вращения насоса f и расхода Q .

3) Учет сжимаемости воздуха в баке (закон Бойля-Мариотта):

$$P_{\text{воздуха}} V_{\text{воздуха}} = \text{const}, \quad (9)$$

где

$$V_{\text{воздуха}} = V_{\text{общий}} - V_{\text{бак}}, \quad (10)$$

где $V_{\text{общий}}$ – паспортный объем бака.

Объединяя эти зависимости, получаем:

$$\frac{dV_{\text{бак}}}{dt} = Q_{\text{насос}}(f, H) - Q_{\text{потреб.}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{насоса}}$ – расход насоса; $Q_{\text{потреб.}}$ – расход системы (потребителей). Тогда решение уравнения для объема бака будет следующим: подставляем зависимость $Q_{\text{насоса}}(f, H)$:

$$Q_{\text{насос}}(f, H) = C_Q f H, \quad (12)$$

где C_Q – коэффициент расхода насоса. C_Q зависит от нескольких параметров: конструктивные (тип насоса, диаметр рабочего колеса, угол лопаток и их количество); гидравлическая эффективность (потери энергии на трение жидкости, кавитационные эффекты); рабочая среда (вязкость и плотность жидкости); условия эксплуатации (наличие засоров, износ деталей, отклонения от номинальных параметров).

Для большинства насосов C_Q вычисляется экспериментально или с использованием паспортных данных насоса. В нашем случае (паспортная производительность Q насоса $30 \text{ л/мин} = 0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$, паспортный напор $H = 44 \text{ м}$, а паспортная частота вращения $f = 2900 \text{ об/мин} \approx 48 \text{ об/с}$). C_Q равен:

$$C_Q = \frac{Q}{fH} = \frac{0,0005}{48 \cdot 44} = 2,37 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{об} \cdot \text{м}. \quad (13)$$

1) Уравнение для давления воздуха через объем бака:

$$P_{\text{воздуха}} = P_{\text{нач.}} \frac{V_{\text{нач.}}}{V_{\text{воздуха}}}, \quad (14)$$

где $P_{\text{нач.}}$ – заданное (начальное) давление в баке (в нашем случае 75 и 50 кПа); $V_{\text{нач.}}$ – начальный объем воздуха в баке, когда бак пуст (то есть весь объем бака заполнен только воздухом).

2) Итоговое уравнение:

$$\frac{dV_{\text{бак}}}{dt} = C_Q f H - Q, \quad (15)$$

при этом

$$V_{\text{бак}} = V_{\text{общий}} - \frac{P_{\text{нач.}} V_{\text{нач.}}}{P_{\text{сист.}} - \rho g H}. \quad (16)$$

Таким образом, уравнение (15) позволяет определять подходящий объем бака для любых параметров системы при любых параметрах насоса.

Заключение. Проведенные экспериментальные исследования и расчеты позволяют сделать следующие ключевые выводы.

Для проектирования насосных систем с гидравлическими мембранными баками необходимо обращать внимание на следующие параметры.

- *Оптимизация давления в баке.* При значениях давления в диапазоне 50–100 кПа система показывает наилучшее сочетание энергоэффективности и производительности.

- *Выбор насоса.* Необходимо учитывать коэффициент расхода насоса C_Q при подборе оборудования, чтобы избежать работы на границе стабильности.

- *Настройка частоты вращения.* Использование частотного регулирования позволяет адаптировать насос к текущей нагрузке, снижая энергопотребление.

- *Размер бака.* Для системы с переменным расходом бак должен иметь запас объема, чтобы компенсировать возможные колебания давления и расхода [3]. Для расчета объема бака $V_{\text{бак}}$ при заданных условиях работы насоса и потребителей формула (15) позволяет учесть влияние частоты вращения, напора и изменяющегося расхода. Например, при повышении расхода $Q_{\text{потреб.}}$, снижение давления в баке требует увеличения частоты вращения насоса для поддержания стабильного наполнения. Таким образом, формула (15) является универсальным инструментом для проектирования насосных систем и их настройки под конкретные эксплуатационные условия, позволяющим сократить экономические затраты [10].

- *Энергетическая эффективность системы.* Снижение частоты вращения насоса приводит к снижению его мощности, однако при высоких расходах (10,8 л/мин и более) это сопровождается заметным снижением напора. Таким образом, в проведенных испытаниях система достигает оптимальных значений на частотах 80–90% при расходах до 5,4 л/мин.

- *Практическая значимость.* Полученные результаты подтверждают, что для низких и средних расходов жидкости (до 5,4 л/мин) можно использовать меньшие объемы бака при сохранении стабильности давления. Однако при больших расходах (10,8 л/мин и более) необходимо либо увеличить объем бака, либо скорректировать параметры насоса (выбрать другой насос), чтобы обеспечить стабильность системы.

Поступила 04.04.2025

Получена с рецензии 29.05.2025

Утверждена 15.08.2025

ЛИТЕРАТУРА

1. Осинцев К.В., Алюков С.В. Экспериментальное исследование эксергетических потерь грунтового теплового насоса и их оптимизация на основе аппроксимации кусочно-линейных функций. *Каталог библиотеки БГТУ* **95** (2022), 11–21.
2. Zuo Z., Tan L., Shi W., Chen C., Ye J., Francis E.M. Transient Characteristic Analysis of Variable Frequency Speed Regulation of Axial Flow Pump. *Sustainability* **14** (2022), 11143. <https://doi.org/10.3390/su141811143>
3. Guo W., Perera J.Ch., et al. Variable-Speed Pump Efficiency Calculation for Fluid Flow Systems with and without Static Head. *International Journal of Energy Management* **2** (2020), 38–50.
4. Neuberger T., Weston S.B. *Variable Frequency Drives: Energy Savings for Pumping Applications*. Eaton Corporation. Industry Application IA04008002E (2012).

5. Барбул М.Л. Оптимизация работы многонасосных станций повышения давления систем водоснабжения с учетом прогнозирования водопотребления в режиме реального времени. Дисс. на соискание уч. степ. канд. техн. наук (2021), 121.
6. Сабра К., Али М.С. Особенности работы центробежных насосов с использованием преобразователя частоты вращения. *Природообустройство* 5 (2013), 64–67.
7. Пальмов С.В. Классификация гауссовских процессов как инструмент прогнозирования. *Сб. статей XV Международной научно-практической конференции “Экономика в теории и на практике: актуальные вопросы и современные аспекты”* 5 апреля 2023 г. Пенза, Наука и Просвещение (2023), 102–104.
8. Бурнаев Е., Панов М. Сравнительный анализ критериев адаптивного планирования экспериментов на основе гауссовских процессов. *35-я конференция молодых ученых и специалистов “Информационные технологии и системы – 2012”*. Петрозаводск (2015), 54–59.
9. Али М.С., Бегляров Д.С., Чебаевский В.Ф. *Насосы и насосные станции* (учеб.). Москва, изд-во РГАУ–МСХА (2015), 104.
10. Рожков А.Н., Али М.С. Экономическая эффективность применения насосных установок с регулируемым электроприводом при малых подачах воды. *Водоснабжение и санитарная техника* 5 (2015), 69–74.

Դ. Յու. ԿՈՐՈՏԿՈՐՈՒՉԿՈ

ԷՆԵՐԳԱՍՏԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄ ՏԵՂԱԿԱՆ
ՋՐԱՄԱՏԱԿԱՐԱՐՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐՈՒՄ ՕԴԱՃՆՇԱԿԱՆ
ՏԱՆԿԵՐՈՎ ԵՎ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՀԱՃԱԽԱԿԱՆ ՇԱՐԺԱԿԱՆ
ՊՈՄՊԵՐՈՎ

Ա մ փ ն փ ու մ

Այս հոդվածում քննարկվում է տեղական ջրամատակարարման համակարգերում պնևմատիկ բաքերի և փոփոխական արագությամբ պոմպերի օգտագործման հնարավորությունը: Ներկայացվում է պնևմատիկ կուտակիչների հաշվարկման առկա հետազոտությունների և առկա մեթոդների, ինչպես նաև դրանց արդյունավետության ամփոփում: Ներկայացվում են կարգավորվող շարժիչներով պնևմատիկ բաքերի և պոմպերի նստարանային փորձարկումների արդյունքները՝ դրանց շահագործման ամենաարդյունավետ ոլորտները որոշելու համար: Նշված են այս ոլորտում հետազոտության հետագա քայլերը:

D. Yu. KOROTKORUCHKO

IMPROVING ENERGY EFFICIENCY IN LOCAL WATER SUPPLY
SYSTEMS USING PNEUMATIC TANKS AND PUMPS
WITH VARIABLE FREQUENCY DRIVE

Summary

This article discusses the possibility of joint use of pneumatic tanks and pumps with an adjustable drive in local water supply systems. An overview of existing studies and existing methods for calculating pneumatic accumulators, as well as their effectiveness, is presented. The results of bench tests of pneumatic tanks and pumps with an adjustable drive are presented in order to determine the most effective areas of their operation. Further steps for research in this area are outlined.