Научная статья
УДК 621.67:628.25

ДИСКРЕТНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ВОДОПРОВОДА

В.А. Наумов[1,*]

[1] Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия
[*] E-mail: van-old@mail.ru

Аннотация. Дискретный метод определения оптимального диаметра водопровода с учетом реальных характеристик выпускаемых полиэтиленовых труб (ПЭТ) и центробежных насосов (ЦН) разработан в статье. При этом не требуется дифференцировать непрерывные функции. Ряд размеров ПЭТ и рабочие характеристики выпускаемых вертикальных многосекционных ЦН были использованы. Наличие в технической документации зависимости затраченной мощности насосного агрегата (ЦН + электродвигатель) от расхода воды позволило исключить сомнительное условие постоянства КПД. Инвестиционные затраты были приведены к одному году с помощью коэффициента дисконтирования.

Ключевые слова: *трубопровод; оптимальный диаметр; центробежный насос; полиэтиленовые трубы; стоимостные характеристики; дискретный метод.*

Для цитирования: Наумов В.А. Дискретный метод определения оптимального диаметра водопровода // *Вестник науки и образования Северо-Запада России*. 2025. Т. 11. № 2. С. 31–41.

Original article

THE DISCRETE METHOD FOR DETERMINING THE WATER PIPE OPTIMAL DIAMETER

V.A. Naumov [1,*]

[1] Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia
[*] E-mail: van-old@mail.ru

Abstract. The discrete method for determining the optimal diameter of a water pipe, taking into account the real characteristics of manufactured polyethylene pipes (PET) and centrifugal pumps (CP), is developed in the article. In this case, it is not necessary to differentiate continuous functions. The number of PET sizes and performance characteristics of the manufactured vertical multi-section CP were used. The presence in the technical documentation of the spent power dependence of the pumping unit (CP + electric motor) on the water flow made it possible to exclude the dubious condition of constant efficiency. Investment costs were reduced to one year using a discount factor.

Keywords: *pipeline; optimal diameter; centrifugal pump; polyethylene pipes; cost characteristics; discrete method.*

For citation: Naumov V.A. The discrete method for determining the water pipe optimal diameter. *Journal of Science and Education of North-West Russia*. 2025. Vol. 11, No. 2, pp. 31–41.

Введение

Задачи определения оптимальных параметров при проектировании систем

© Наумов В.А. 2025

ISSN 2413–9858

водоснабжения относятся к актуальным научно-техническим проблемам. Одной из таких задач является расчет наиболее экономичного внутреннего диаметра трубопровода *d*. Впервые решение такой классической задачи было опубликовано Genereaux [1]. Увеличение внутреннего диаметра трубопровода *d*, с одной стороны, приводит к росту затрат на его создание из-за повышения материалоемкости. С другой стороны, чем больше значение *d*, тем меньше гидравлические потери давления в трубопроводе, значит, ниже затраты на работу электродвигателя насоса. Капитальные затраты на водопровод определялись [1] по стоимости единицы длины трубы:

$$C_{pipe} = B\, d^{\alpha}\, (1 + \omega)\, L, \qquad (1)$$

где *B*, α – эмпирические константы, поправка ω учитывает стоимость клапанов, фитингов и монтажа трубопровода.

Эксплуатационные расходы C_{exp} определялись [1] как произведение затрачиваемой мощности насосного агрегата *N* на время его работы *T* и на стоимость Квт час электроэнергии *Z*. Мощность, необходимая для перекачивания, определялась как произведение объемного расхода (подачи насоса) *Q* на падение давления ΔP, деленное на КПД насосного агрегата η. Коэффициент гидравлических потерь по длине λ в [1] был принят как у новых стальных труб при турбулентном течении (область сопротивления гидравлически гладких труб). Суммарные затраты, приведенные к одному году:

$$Cc(d) = F \cdot C_{pipe}(d) + C_{exp}(d), \qquad (2)$$

где *F* – коэффициент, учитывающий амортизацию. Приравнивание производной функции *Cc*(*d*) к нулю позволило найти диаметр d_0, при котором эта функция имеет минимум. Идея [1] оказалась весьма плодотворной. Большое количество последующих публикаций использовали и развивали ее.

В современных исследованиях рассматриваются различные частные случаи, либо принимаются во внимание ранее не учитываемые факторы. Опубликовано много приложений метода [1] к расчету конкретных систем водоснабжения. Так в статье [2] рассмотрены 2 частных случая экономической оптимизации диаметра трубы при турбулентном течении: гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Получены различные значения оптимального диаметра трубы для расхода 20 л/с: в шероховатых трубах – диаметр 155 мм, в гладких трубах – диаметр 147 мм. Были учтены гидравлические потери в местных сопротивлениях, но нет статического перепада давления. Подход [2] не годится, если необходимо поднять воду на определенную высоту.

При определении диаметра трубопровода в [3] был использован коэффициент дисконтирования или коэффициент возмещения капитала (КВК) *F* для расчета суммы платежа, который должен быть произведен в конце каждого периода «*k*», для возмещения текущей суммы в конце периода по заранее определенной процентной ставке «*r*» [3]. КВК рассчитывается следующим образом:

$$F = r \cdot (1 + r)^k / [(1 + r)^k - 1]. \qquad (3)$$

Значительная часть статьи [3] посвящена анализу зависимости стоимости труб от их диаметра – поиску эмпирических констант *B* и α в формуле (1). Была изучена стоимость шести различных материалов труб (2 вида армированного бетона, оцинкованное железо, 3 вида поливинилхлорида) диаметром 40, 50, 75, 90, 110 и 160 мм. Показатель степени α получился от 0.61 до 1.53. На части приведенных графиков наблюдается малое число точек и большой их разброс (например, PVC Grey Plain). Скорее всего, причина такого разброса в том, что авторы [3] использовали прайс-листы различных розничных магазинов. Поэтому

возникает сомнение в репрезентативности выборки. Решение поставленной математической задачи в [3] отсутствует. В дальнейшем использование метода Genereaux вместе с (3) для определения экономичного диаметра трубопровода назвали Life-Cycle Cost Analysis (LCCA).

Исследование [4] посвящено сравнению расчетов при различных режимах течения: ламинарном, переходном и турбулентном. Они были реализованы с помощью сред разной вязкости. Объемный расход Q был довольно большой, соответственно, 0,111, 0,167 и 1.667 м^3/с. Длина трубопровода во всех случаях была одинаковой L=4000 м. Использованы такие стоимостные характеристики: размер амортизационных отчислений за 1 м длины трубопровода и 1 м диаметра в год принят 18 руб., тариф на электроэнергию – 3 руб. за кВт·час. Рассчитанные оптимальные диаметры труб 31,1 39,2 и 41,9 мм. Один из выводов [4]: при увеличении вязкости перекачиваемой жидкости очень сильно возрастают затраты на электроэнергию.

Метод LCCA был использован в [5] для расчета оптимального диаметра трубопроводной сети на ферме, расположенной в регионе Ансеба в Эритрее (Anseba region of Eritrea). Выполнено сравнение результатов расчета d_0 по LCCA с результатами расчета по 11 приближенным формулам разных авторов. Это сравнение было основано на расчетных общих потерях напора и экономическом анализе диаметров труб рассматриваемой сети. Авторы [5] утверждают, что формула Bresse оказалась наиболее адекватной по сравнению с моделью LCCA.

В перечисленных работах не учитывается, что с уменьшением диаметра и увеличением гидравлических потерь потребуется насос большей мощности. Значит, стоимость устанавливаемого насоса непосредственно зависит от диаметра. Причем эта зависимость обратная. В [4] было отмечено, что потребная мощность зависит от диаметра. В частности, необходимая мощность насоса зависит обратно пропорционально d^5 для развитого турбулентного течения в трубопроводе. Однако этот факт не был учтен в затратах.

В [6] было предложено в инвестиционных расходах учитывать не только зависимость стоимости трубопровода от диаметра, но и насосной станции от потребной мощности:

$$C_{pump} = F\, N\, p_0, \tag{4}$$

где p_0 – стоимость одного установленного кВт насоса при его фактической мощности N. N было предложено рассчитывать как гидравлическую мощность, деленную на КПД (КПД принята постоянной η=0,77). Работа [6] имеет существенные недостатки. Фиксирует скорость движения воды по трубам (0,8 м/с), а не расход. Приведенные примеры не доведены до решения. Анализируется только зависимость (1). Зависимость p_0 от d в формуле (4) не определена. Оптимальные диаметры не были найдены.

Похожий подход был использован в [7]. Было замечено, что стоимость трубопровода из полиэтилена прямо пропорциональна его массе. Масса 1 м рассчитывалась по формуле:

$$m_1 = \pi \cdot d^2 \cdot \rho_{PE} \cdot (SDR - 1)/SDR^2, \tag{5}$$

где SDR – отношением внутреннего диаметра трубы d к толщине ее стенки s, ρ_{PE} – плотность полиэтилена. Важно, что пластиковые трубы подбирают из линейки с одинаковой способностью выдержать заданной давление PN. А величина PN у труб и определяет значение SDR. Была выдвинута гипотеза о форме связи между диаметром трубопровода и мощностью насосной станции [7]:

$$d^2 = \xi_1\, ln\,(N) + \xi_0, \tag{6}$$

где ξ_0, ξ_1 – константы зависимости средневзвешенного диаметра трубопроводной сети от мощности насосной станции. Они должны подбираться при обработке результатов

гидравлического моделирования для каждой водопроводной сети. Конкретных примеров в [7] не приведено, решение поставленной в статье задачи отсутствует.

Подход [6] был доведен до логического завершения в [8, 9], где было получено, что зависимость стоимости насосов от их мощности близка к линейной функции. Было установлено по прайс-листам, что стоимость единицы длины трубы прямо пропорциональная ее объему: $C_{pipe} = B$ v. Однако формула для объема трубы v в [8] содержит ошибку. Поэтому результаты расчетов [8] не могут быть признаны достоверными.

Известно, что затраченную мощность электронасосного агрегата N можно найти делением гидравлической мощности N_G на КПД η:

$$N = N_G/\eta,\ N_G = \rho g Q H,\ \eta = \eta_P\ \eta_E, \tag{7}$$

где ρ – плотность воды, кг/м^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2; H – напор насоса, м; η_P – КПД насоса, η_E – КПД электродвигателя.

Формула (7) используется во всех перечисленных статьях. Общим недостатком этих статей является допущение, что КПД можно считать постоянным (η=const). В действительности, КПД зависит от конструкции и мощности насоса. У конкретного насоса КПД является функцией подачи.

В [10] был предложен метод расчета оптимального диаметра магистрального трубопровода с использованием рабочих характеристик насоса. Это позволило учесть изменение КПД при переходе к другому диаметру трубопровода. Кроме того, в статье [11] было показано, что массу и стоимость ПЭТ труб следует рассчитывать не по (5), а по следующей формуле (m – масса одного метра ПЭТ, c_1 – стоимость одного кг ПЭТ):

$$C_{pipe} = m\ c_1 \cdot L,\ m = 0{,}25 \cdot \pi\ d^2 \cdot L\ [SDR^2/(SDR - 2)^2 - 1] \cdot \rho_{PE}, \tag{8}$$

Недостатком предыдущих работ, в том числе и [10, 11], является допущение, что диаметр трубы и номинальная мощность центробежного насоса являются непрерывными аргументами, а функции от них можно дифференцировать. В действительности, ряд диаметров водопроводных труб, выпускаемых как в России, так и в других странах, является дискретным. Он задается в соответствующих нормативных документах. Для российских ПЭТ труб это ГОСТ[1]. Массив мощностей центробежных насосов, предлагаемых на рынке, также является дискретным и ограниченным.

Цель данной статьи – разработка дискретного метода определения оптимального диаметра ПЭТ водопровода с учетом реальных характеристик выпускаемых труб и центробежных насосов.

Материалы и методы

В табл. 1 представлен ряд ПЭТ в соответствии с ГОСТом[1] и рассчитанные значения внутренних диаметров $d = D - 2s$, где D – номинальный внешний диаметр, s – номинальная толщина стенки трубы.

Таблица 1 – Диаметры и толщина стенок ПЭТ-100 по ГОСТу[1]

	Максимальное рабочее давление, МПа							
	0,6 (*SDR*=26)		0,8 (*SDR*=21)		1,0 (*SDR*=17)		1,25 (*SDR*=13,6)	
D, мм	*s*, мм	*d*, мм	*s*, мм	*d*, мм	*s*, мм	*d*, мм	*s*, мм	*d*, мм
75	2.9	69,2	3.6	67,8	4.5	66,0	5.6	63,8
90	3.5	83,0	4.3	81,4	5.4	79,3	6.7	76,6

[1] ГОСТ 18599-2001. Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия. Издание официальное. Москва: Издательство стандартов, 2003. 45 с.

110	4.2	101,6	5.3	99,4	6.6	96,8	8.1	93,8
125	4.8	115,4	6.0	113,0	7.4	110,2	9.2	106,6
140	5.4	129,2	6.7	126,6	8.3	123,4	10.3	119,4
160	6.2	147,6	7.7	144,6	9.5	141,0	11.8	136,4
180	6.9	166,2	8.6	162,8	10.7	158,6	13.3	153,4
200	7.7	184,6	9.6	180,8	11.9	176,2	14.7	170,6
225	8.6	207,8	10.8	203,4	13.4	198,2	16.6	191,8
250	9.6	230,8	11.9	226,2	14.8	220,4	18.4	213,2

Производители напорных ПЭТ для сетей водоснабжения, как правило, размещают прайс-листы в открытом доступе. Здесь воспользуемся данными из прайс-листа от 01.08.2024[2]. По рис. 1 видно, что стоимость одного метра ПЭТ CT_1, практически, прямо пропорциональна массе одного метра ПЭТ m:

$$CT_1 = c_1 \cdot m. \quad (9)$$

где c_1 = 0,439 тыс. руб./кг – стоимость одного кг ПЭТ. Тогда стоимость ПЭТ можем рассчитывать по формуле (9).

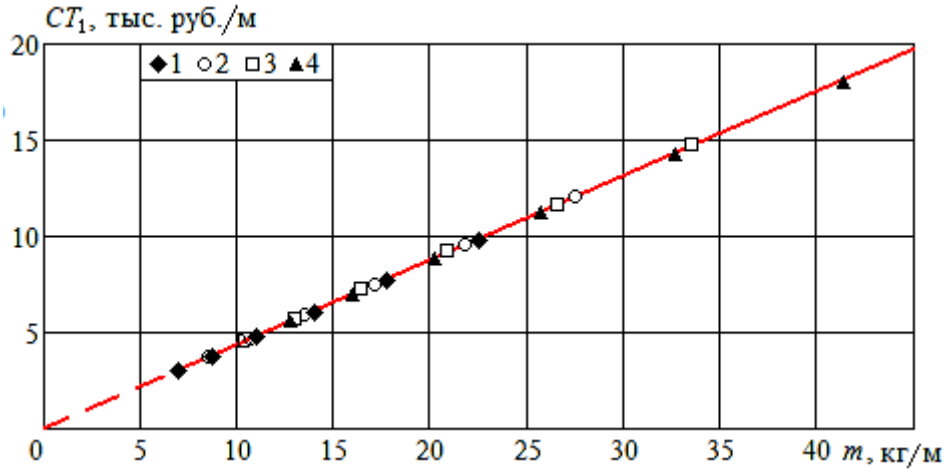


Рисунок 1 – Зависимость стоимости ПЭТ от массы. Точки – данные прайс-листа[2]:
1 – PN = 0,6 МПа; 2 – PN = 0,8 МПа; 3 – PN = 1,0 МПа; 4 – PN = 1,25 МПа;
линия – результат расчета по формуле (9)

В настоящее время многие производители насосов включают в техническую документацию не только зависимость затраченной мощности насоса N_P (обозначение в англоязычной технической документации $P2$) от Q, но и зависимость затраченной мощности электродвигателя $N = N_P/\eta_E$ ($P1$). Это позволяет усовершенствовать метод расчета, предложенный в [11]. В данной статье воспользуемся данными каталога компании Grundfos вертикальных многоступенчатых центробежных насосов серии CR[3]. Их рабочие характеристики необходимо аппроксимировать аналитическими зависимостями с помощью ранее разработанного метода [12-14].

Характеристику трубопровода запишем так:

[2] ООО «Группа Полипластик». Напорные ПЭТ для сетей водоснабжения. URL: https://www.polyplastic.ru/upload/price/price-napor.pdf (дата обращения 25.10.2024).
[3] Grundfos Company. Vertical multistage centrifugal pumps CR. URL: https://product-selection. grundfos.com/ products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/cr?tab=models (date: 15.07.2024).

ISSN 2413–9858

$$f(d, Q) = H_C + f_1(d, Q),\ f_1(d, Q) \approx 8{,}8 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q^2/(\pi^2 d^5 g), \quad (10)$$

где H_C – статический напор, м; L – длина трубопровода, м; λ – коэффициент гидравлических потерь на трение по длине трубопровода (КГП) увеличен на 10%, чтобы приближенно учесть потери напора в местных сопротивлениях.

Одна из особенностей расчета – определение КГП ПЭТ. В российских нормативных документах[4] для расчета КГП по длине пластмассовых труб рекомендована формула, которую после упрощения можно записать, как в [11]:

$$\lambda = \left(\frac{025 \cdot b}{lg(3{,}7/\delta)} + \frac{0{,}656 \cdot (2-b)}{lg\ Re - 1} \right)^2,\ b = 1 + \frac{lg\ Re}{lg\ Re_{кв}},\ Re = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (11)$$

где b – число подобия режимов течения (при $b > 2$ следует принимать $b = 2$); $Re = Vd/\nu$ – текущее число Рейнольдса; V – скорость воды, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости воды, м^2/с; $\delta = \Delta/d$ – относительная шероховатость ПЭТ; Δ – абсолютная эквивалентная шероховатость ПЭТ; $Re_{кв} = 500/\delta$ – число Рейнольдса начала квадратичной (автомодельной) области гидравлического сопротивления. В [11] было показано, что относительную шероховатость малых и средних ПЭТ можно считать $\delta \approx 8{,}09 \cdot 10^{-5}$.

Диаметр трубопровода, при котором будет обеспечен расход воды Q_0, находим для каждого j-го насоса следующим образом. Сначала рассчитываем предварительное значение диаметра d_x в рабочей точке насосной установки (РТНУ) по уравнению:

$$f(d_x, Q_0) = \varphi_j(Q_0). \quad (12)$$

Затем рассчитываем напор насоса в РТНУ $f(d_x, Q_0)$ и определяем предельное давление PN. Далее выбираем из столбца табл. 1 (для найденного PN) значение d_j, ближайшее к d_x.

Часть эксплуатационных затрат, косвенно зависящих от диаметра трубопровода, будем рассчитывать непосредственно по затраченная мощность электродвигателя N:

$$C_{exp} = z \cdot A_E = z \cdot N \cdot T,\ T = T_0\ K, \quad (13)$$

где z – стоимость электроэнергии (тыс. руб./кВт·час.); A_E – работа (кВт·час.), затраченная электродвигателем насоса за время T (час.); K – количество дней в году; T_0 – продолжительность работы насоса в сутки.

Тарифы на электроэнергию различаются по регионам России и растут из года в год. По данным Интернет-ресурса[5] в Калининградской области тариф на электроэнергию для потребителей с максимальной мощностью энергообъектов предприятия менее 670 кВт, подключенных к сетям по низкому уровню напряжения (0,4 кВ) в августе 2024 года составил $z = 10{,}6895 \cdot 10^{-3}$ тыс. руб./кВт·час (АО «Янтарьэнергосбыт»).

Суммарные затраты, приведенные к одному году для j-го насоса с соответствующим ему диаметром трубопровода d_j и массой m_j рассчитываем по формуле:

$$Cc_j = F \cdot (m_j\ c_1 \cdot L + CP_j) + z \cdot N_j \cdot T_0 \cdot K, \quad (13)$$

[4]Свод правил СП 399.1325800.2018 Системы наружного водоснабжения и водоотведения из полимерных материалов. Правила проектирования и монтажа. Издание официальное. Москва: Стандартинформ, 2019. 90 с.

[5] TIME2SAVE. Тарифы на электроэнергию. URL: https://time2save.ru/tarify-na-elektroenergiu-dla-malih-predpriyatiy-i-ip (дата обращения: 12.12.2024).

В формуле (13), величина F рассчитывается по (3), m_j – по (8). Далее останется только выбрать наименьшее значение Cc_j из полученного массива.

Результаты расчета и обсуждение

Расчет выполним для магистральной трубы водопровода длиной L=800 м, H_C = 28 м (включает необходимый свободный напор), Q_0 = 7,5 л/с = 27 м^3/час. Такую подачу обеспечивают вертикальные многоступенчатые центробежные насосы линейки CR32[3]. Напор такого насоса определяется количеством ступеней. Модель CR32-2 имеет 2 ступени, модель CR32-2-1 – также 2 ступени, но одна из них – уменьшенного диаметра. Поэтому на рис. 2 и 3 линия соответствующей характеристики 1 проходит выше, чем линия 2.

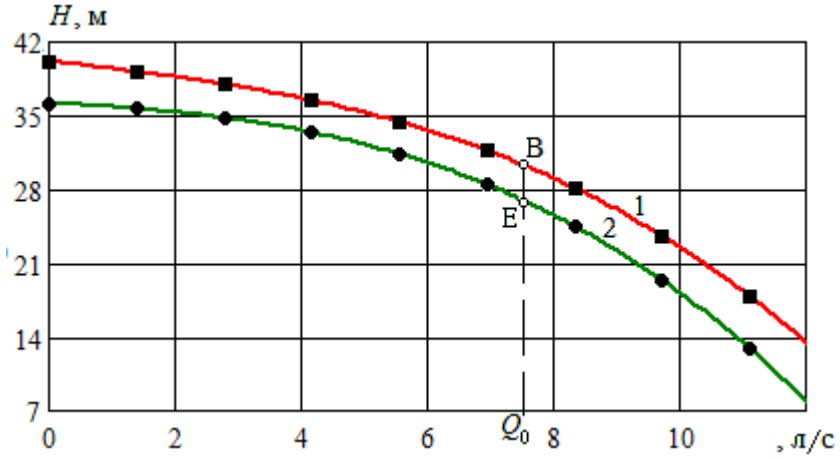


Рисунок 2 – Нагрузочная характеристика насосов: 1 – CR32-2, 2 – CR32-2-1. Точки – данные заводских испытаний, линии – кубическая аппроксимация

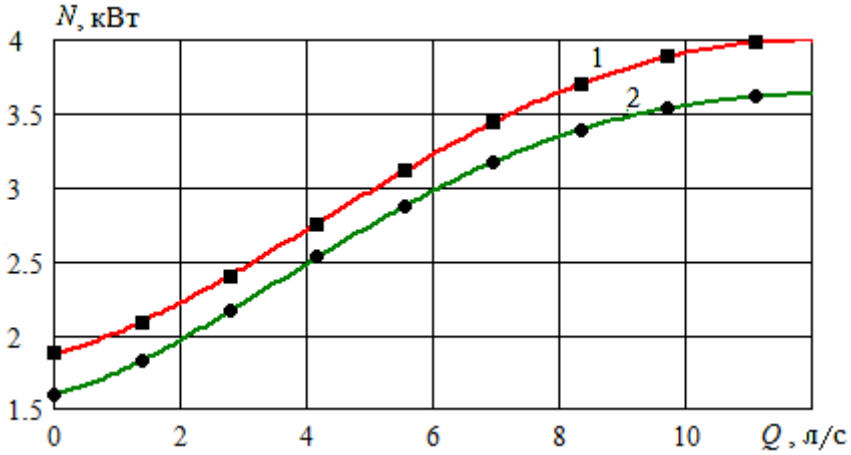


Рисунок 3 – Энергетическая характеристика насосных агрегатов. Обозначения, как на рис. 2

На рис. 2 при Q=Q_0 напор у насоса CR32-2 (точка B) H =30,7 м > H_C, а у CR32-2-1 – (точка E) H =27,4 м < H_C. Следовательно, насос CR32-2-1 не может быть использован в рассматриваемых условиях. Далее, кроме CR32-2, рассмотрим возможность использования моделей CR32-3-3 и CR32-4-4.

Предварительное значение диаметра d_x в РТНУ, найденное численным методом по уравнению (12), представлено в табл. 2. Отмечаем, что напор в РТНУ заметно меньше 60 м, поэтому можно использовать ПЭТ *PN*6. В табл. 1 находим ближайшие значения внутреннего диаметра ПЭТ *PN*6 d_i и заносим их в табл. 1 вместе с соответствующим наружным диаметром D. Далее пересчитываем уточненное значение подачи Q_1 при стандартных значениях d_i. Так как d_i чуть больше d_x, расход Q_1 получился незначительно выше Q_0.

Таблица 2 – Значения параметров в РТНУ

Насос	d_x, мм	d_i, мм	D, мм	Q_1, л/с	H, м	N, кВт
CR32-2	127,2	129,2	140	7,56	30,3	3,564
CR32-3-3	100,6	101,6	110	7,56	35,3	4,489
CR32-4-4	82,7	83,0	90	7,53	47,2	5,978

На. рис. 4 представлена графическая интерпретация определения РТНУ для трех центробежных насосов из серии CR32.

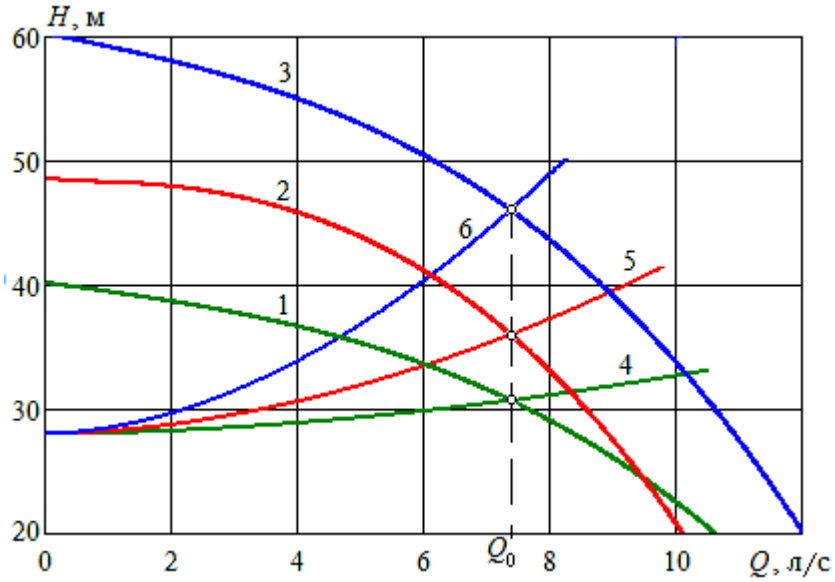


Рисунок 4 – Определение рабочей точки насосной установки:
1, 2, 3 – нагрузочные характеристики CR32-2, CR32-3-3, CR32-4-4, соответственно;
4, 5, 6 – характеристики трубопровода при D=140, 110 и 90 мм, соответственно

В табл. 3 и 4 представлены рассчитанные стоимостные характеристики, с инвестиционными затратами, приведенные к одному году с помощью коэффициента F. В обоих случаях время жизни проекта принято k = 20 лет. Первые два столбца не поменялись. Но в табл. 3 T_0 = 18 час, r = 0,12, а в табл. 4 T_0 = 12 час, r = 0,08. Поэтому приведенные инвестиционные затраты и эксплуатационные затраты изменились.

Таблица 3 – Результаты расчета приведенной стоимости (T_0 = 18 час, r=0,12), тыс. руб.

Насос	CP	C_{pipe}	$F{\cdot}(C_{pipe} + CP)$	C_{exp}	Cc
CR32-2	348,516	764,196	148,969	250,300	399,269
CR32-3-3	440,149	472,571	122,194	315,279	437,473
CR32-4-4	540,388	315,381	114,569	419,861	534,431

Таблица 4 – Результаты расчета приведенной стоимости (T_0 = 12 час, r=0,08), тыс. руб.

Насос	CP	C_{pipe}	$F{\cdot}(C_{pipe} + CP)$	C_{exp}	Cc
CR32-2	348,516	764,196	113,332	166,867	280,199
CR32-3-3	440,149	472,571	92,963	210,186	303,149
CR32-4-4	540,388	315,381	87,162	279,908	367,070

По табл. 3 и 4 видно, что наименьшие приведенные затраты (последний столбец) получаются при использовании CR32-2 и трубопровода с диаметром D = 140 мм.

Заключение

Таким образом, разработан дискретный метод определения оптимального диаметра водопровода с учетом характеристик соответствующего центробежного насоса. Основными этапами метода являются:

1. Формирование массива внутренних диаметров ПЭТ-100 по ГОСТу[1] в зависимости от предельного давления *PN*; определение стоимости трубопровода в зависимости от диаметра и SDR по действующим прайс-листам.

2. Выбор по нагрузочным характеристикам линейки центробежных насосов, у которых при $Q=Q_0$ напор $H>H_C$; определение их стоимости по действующим прайс-листам.

3. Определение численным методом по уравнению (12) предварительных значений диаметра d_x в РТНУ. Отбор ПЭТ с внутренним диаметром d_i большим d_x. Перерасчет Q_1 по стандартным диаметрам d_i.

4. Расчет суммарных годовых затрат с инвестиционными затратами, приведенными к одному году с помощью коэффициента *F*.

5. Выбор диаметра трубопровода и соответствующего ему центробежного насоса с наименьшими приведенными затратами.

Расчет с помощью дискретного метода показал, как правило, наименьшие приведенные затраты обеспечивает первый из насосов линейки (и трубопровод с соответствующим диаметром), у которого при $Q=Q_0$ напор $H>H_C$.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Genereaux R.P. Fluid-flow design methods // Industrial Engineering Chemistry. 1937. Vol. 29, No.4, pp. 385-388.

2. Genic S., Jacimovic B., Gení V. Economic optimization of pipe diameter for complete turbulence // Energy and Buildings. 2012. Vol. 45, pp. 335-338.

3. Sonowal A., Senapati S.C., Adamala S. A mathematical model for the selection of an economical pipe size in pressurized irrigation systems // African Journal of Agricultural Research. 2016. Vol. 11, No.8, pp. 683-692.

4. Оптимизация технологических параметров и диаметра трубопровода с учетом энерго- и ресурсосбережения / А.Б. Голованчиков, Т.А. Дулькин, Н.А. Прохоренко, Н.А. Меренцов // Вестник ТГТУ. 2020. Т. 26, № 1. С. 91-99.

5. Comparison and validation of models for the design of optimal economic pipe diameters: A case study in the Anseba Region, Eritrea / Arumugam A., Subramani S., Kibrom H. *et al.* // TecnoLógicas. 2021. Vol. 24(52). DOI: 10.22430/22565337.

6. Bedjaoui A., Achour B., Bouziane M.T . Nouvelle approche pour le calcul du diametre economique dans les conduites de refoulement. Courrier du Savoir scientifique et technique. 2005. Vol. 6, No.6, pp. 141-145.

7. Об оптимизации проектных решений по оросительным системам на основе анализа инвестиционных и операционных затрат / И.В. Корнеев, А.С. Балабаев, А.Н. Данильченко, С.А. Максимов // Природообустройство. 2018. № 1. С. 94-98.

8. Pang-Ngam M., Soponpongpipat N. On the optimum pipe diameter of water pumping system by using engineering economic approach in case of being the Installer for consuming water // Journal of Science and Technology Mahasarakham University. 2012. Vol. 31, No.5, pp. 618-624.

9. Sakr M.R., Gooda E.A. Economical velocity through pipeline networks. Case studies of several different markets // Alexandria Engineering Journal. 2018. Vol. 57, pp. 2999-3007.

10. Наумов В.А. Определение оптимального диаметра трубопровода локальной системы водоснабжения с учетом нагрузочных характеристик и затрат на центробежный насос // Региональная архитектура и строительство. 2022. № 2(47). С. 153-160.

11. Наумов В.А., Шторк А.В. Особенности определения оптимального диаметра при проектировании систем водоснабжения с полиэтиленовыми трубами // Региональная архитектура и строительство. 2023. № 4(57). С. 176-183.

12. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Методика выбора центробежных скважинных насосов типа ЭЦВ // Технико-технологические проблемы сервиса. 2017. № 1 (39). С. 18-21.

13. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Обобщенные характеристики канализационных насосов высокой производительности // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 10. С. 32-36.

14. Великанов Н.Л., Наумов В.А. Энергетическая эффективность гидравлической системы с центробежным насосом // Известия вузов. Машиностроение. 2024. № 10(775). С. 54-60.

REFERENCES

1. Genereaux R.P. Fluid-flow design methods. Industrial Engineering Chemistry. 1937. Vol. 29, No.4, pp. 385-388.

2. Genic S., Jacimovic B., Gení V. Economic optimization of pipe diameter for complete turbulence. Energy and Buildings. 2012. Vol. 45, pp. 335-338.

3. Sonowal A., Senapati S.C., Adamala S. A mathematical model for the selection of an economical pipe size in pressurized irrigation systems. African Journal of Agricultural Research. 2016. Vol. 11, No.8, pp. 683-692.

4. *Optimizaciya tekhnologicheskih parametrov i diametra truboprovoda s uchetom energo- i resursosberezheniya* [Optimization of technological parameters and pipeline diameter taking into account energy and resource saving]. A.B. Golovanchikov, T.A. Dul'kin, N.A. Prohorenko, N.A. Merencov. *Vestnik TGTU*. 2020. Vol. 26, No. 1, pp. 91-99.

5. Comparison and validation of models for the design of optimal economic pipe diameters: A case study in the Anseba Region, Eritrea / Arumugam A., Subramani S., Kibrom H. *et al*. TecnoLógicas. 2021. Vol. 24(52). DOI: 10.22430/22565337.

6. Bedjaoui A., Achour B., Bouziane M.T. Nouvelle approche pour le calcul du diametre economique dans les conduites de refoulement. Courrier du Savoir scientifique et technique. 2005. Vol. 6, No.6, pp. 141-145.

7. *Ob optimizacii proektnyh reshenij po orositel'nym sistemam na osnove analiza investicionnyh i operacionnyh zatrat* [On optimization of design solutions for irrigation systems based on analysis of investment and operating costs]. I.V. Korneev, A.S. Balabaev, A.N. Danil'chenko, S.A. Maksimov. *Prirodoobustrojstvo*. 2018. No. 1, pp. 94-98.

8. Pang-Ngam M., Soponpongpipat N. On the optimum pipe diameter of water pumping system by using engineering economic approach in case of being the Installer for consuming water. Journal of Science and Technology Mahasarakham University. 2012. Vol. 31, No.5, pp. 618-624.

9. Sakr M.R., Gooda E.A. Economical velocity through pipeline networks. Case studies of several different markets. Alexandria Engineering Journal. 2018. Vol. 57, pp. 2999-3007.

10. Naumov V.A. *Opredelenie optimal'nogo diametra truboprovoda lokal'noj sistemy vodosnabzheniya s uchetom nagruzochnyh harakteristik i zatrat na centrobezhnyj nasos* [Determination of the optimal diameter of the pipeline of a local water supply system, taking into account the load characteristics and costs of a centrifugal pump]. *Regional'naya arhitektura i stroitel'stvo*. 2022. No. 2(47), pp. 153-160.

11. Naumov V.A., Shtork A.V. *Osobennosti opredeleniya optimal'nogo diametra pri proektirovanii sistem vodosnabzheniya s polietilenovymi trubami* [Features of determining the optimal diameter in the design of water supply systems with polyethylene pipes]. *Regional'naya arhitektura i stroitel'stvo*. 2023. No. 4(57), pp. 176-183.

12. Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. *Metodika vybora centrobezhnyh skvazhinnyh nasosov tipa ECV* [The method of choosing centrifugal borehole pumps of the ECV type]. *Tekhniko-tekhnologicheskie problemy servisa.* 2017. No. 1 (39), pp. 18-21.

13. Velikanov N.L., Naumov V.A., Primak L.V. *Obobshchennye harakteristiki kanalizacionnyh nasosov vysokoj proizvoditel'nosti* [Generalized characteristics of high-performance sewage pumps]. *Mekhanizaciya stroitel'stva.* 2017. Vol. 78, No. 10, pp. 32-36.

14. Velikanov N.L., Naumov V.A. *Energeticheskaya effektivnost' gidravlicheskoj sistemy s centrobezhnym nasosom* [Energy efficiency of a hydraulic system with a centrifugal pump]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 2024. No. 10(775), pp. 54-60.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ	INFORMATION ABOUT THE AUTHOR
Наумов Владимир Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, Калининградский государственный технический университет (236022, Россия, г. Калининград, Советский пр-т 1, e-mail: van-old@mail.ru)	*Naumov Vladimir Arkad'evich* – Dr. Sci. (Eng.), Professor, Kaliningrad State Technical University (236022, Russia, Kaliningrad, Sovetsky ave. 1, e-mail: van-old@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 02.03.2025; одобрена после рецензирования 16.03.2025, принята к публикации 15.04.2025.
The article was submitted 02.03.2025; approved after reviewing 16.03.2025; accepted for publication 15.04.2025.