

УДК 631.347

В. Н. ДАШКОВ, А. Н. БАСАРЕВСКИЙ

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМА РАБОТЫ БАРАБАННО-ШЛАНГОВОЙ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Научно-практический центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства

(Поступила в редакцию 27.05.2008)

Введение. Разработка и реализация технологий искусственного орошения почвы для создания зон гарантированного производства кормовых, овощных и других сельскохозяйственных культур – перспективное направление повышения продуктивности в растениеводстве. Использование таких технологий позволяет увеличить количество сельскохозяйственной продукции, получаемой с единицы площади, снизить ее себестоимость и повысить качество. В этом плане наибольший интерес представляют мобильные барабанно-шланговые дождевальные установки (БШДУ), которые отличаются малой материало- и энергоемкостью, простотой в обслуживании, надежностью и высокой эффективностью в работе. В то же время основным недостатком установок такого типа являются повышенные потери напора в водопроводящей системе.

Цель настоящего исследования – обоснование рациональных параметров и режима работы БШДУ.

Теоретические предпосылки. Водопроводящая система БШДУ предназначена для гидравлического сообщения насосного агрегата (или гидранта закрытой оросительной сети) с дождевальным аппаратом (ДА). Она состоит из основного канала питания гидропривода барабана и обводного канала, соединенных посредством гибкого трубопровода с ДА, следовательно, гидравлические потери в водопроводящей системе состоят из потерь в гидроприводе и потерь в гибком трубопроводе, навитом на барабан по винтовой линии. Согласно работе [1], для образования искусственного дождя, соответствующего агротехническим требованиям, напор у ДА H_0 должен быть не менее 55 м при диаметре выходного сечения сопла ДА $d_0 = 21,1\text{--}27,5$ мм. Таким образом, потери в водопроводящей системе БШДУ должны быть такими, чтобы на выходе обеспечивался указанный напор H_0 . Назовем эти потери допустимыми.

Общий напор на входе в водопроводящую систему установки можно определить по формуле

$$H = H_0 + \Delta h_{\text{об.т}} + \Delta h_{\text{п}}, \quad (1)$$

где H_0 – напор у ДА, м; $\Delta h_{\text{об.т}}$ – общие потери напора в гибком трубопроводе, м; $\Delta h_{\text{п}}$ – потери в гидроприводе установки, м.

Гидравлические потери в навитом на барабан трубопроводе определяются как сумма потерь на преодоление сопротивления по длине и местных потерь, возникающих от навивки трубопровода на барабан:

$$\Delta h_{\text{т}} = \Delta h_{\text{дл}} + \Delta h_{\text{м}}, \quad (2)$$

где $\Delta h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине трубопровода, м; $\Delta h_{\text{м}}$ – местные потери напора, м.

Потери напора на прямом участке трубопровода найдем по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{дл}} = \lambda_{\text{пр}} \frac{lV^2}{d_p 2g}. \quad (3)$$

Здесь $\lambda_{\text{пр}}$ – коэффициент гидравлического трения на прямом участке трубопровода; l – длина трубопровода, м; V – средняя скорость жидкости, м/с; d_p – расчетный диаметр трубопровода, м.

В настоящее время известно около десяти формул для определения $\lambda_{\text{пр}}$ гидравлически гладких труб, которые дают расхождение значений потерь ($\pm 20\%$), что свидетельствует об их противоречивости [2; 3, формула 3.6; 4, формулы 3–65, 3–68; 5; 6, формула 21; 7, формулы 8.13, 8.14]. Так как наименьшие отклонения расчетных значений от экспериментальных имеет формула П. К. Конакова [8, формула 9]:

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^2}, \quad (4)$$

то расчет потерь напора на прямых участках полиэтиленовых труб будем вести по ней. Как известно,

$$\text{Re} = \frac{V d_p}{\nu}, \quad (5)$$

где $V = \frac{4Q}{\pi d_p}$, Q – расход, м³/с, ν – коэффициент кинематической вязкости, равный $1 \cdot 10^{-6}$ м²/с при

температуре воды 15 °С.

Тогда, подставляя в формулу (3) выражения (4) и (5), после преобразований получаем

$$\Delta h_{\text{ли}} = \frac{0,083 l Q^2}{d_p^5 \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}. \quad (6)$$

Теперь перейдем к определению местных потерь напора Δh_m , которые будут возникать в трубопроводе, навитом по винтовой линии. Отметим, что изучению гидравлического сопротивления в таких трубопроводах посвящены некоторые работы [9–13]. Однако до настоящего времени данный вопрос остается мало исследованным и потому весьма актуальным.

Особо следует отметить работу И. З. Аронова [12], где автор установил, что в области развитого турбулентного режима кривые $\lambda = f(\text{Re})$ для изогнутых и прямых труб идут параллельно, а общий коэффициент гидравлического сопротивления в изогнутых трубах состоит из суммы коэффициентов, учитывающих трение основного потока и поперечную циркуляцию. Отношение коэффициентов сопротивления в изогнутых и прямых трубопроводах

$$C = \frac{\lambda_{\text{из}}}{\lambda_{\text{пр}}} = \frac{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{пов}}}{\lambda_{\text{пр}}} > 1. \quad (7)$$

На основании своих исследований И. З. Аронов в зависимости от отношения среднего радиуса намотки к расчетному диаметру трубопровода $\frac{R}{d_p}$ рекомендует следующие значения C [12]. Эти данные были аппроксимированы нами следующей зависимостью:

$$C = \frac{1,816}{\left(\frac{R}{d_p} \right)^{0,156}}. \quad (8)$$

Из формулы (7) следует

$$\lambda_{\text{из}} = \lambda_{\text{пр}} C. \quad (9)$$

Тогда потери напора в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, по формуле Дарси–Вейсбаха с учетом формул (6), (9) будут следующими:

$$\Delta h_t = \frac{0,083lQ^2C}{d_p^5 \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}, \quad (10)$$

а с учетом формулы (8):

$$\Delta h_t = \frac{0,15lQ^2}{d_p^5 \left(\frac{R}{d_p} \right)^{0,156} \cdot \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}. \quad (11)$$

Радиус намотки i -го слоя можно определить таким образом:

$$R_i = R_6 + \frac{k_1 d_h}{2} + (i-1)k_1 d_h, \quad (12)$$

где R_6 – радиус барабана, м; k_1 – радиальный коэффициент овальности, равный 0,99 [14].

Тогда средний радиус намотки будет

$$R = \frac{\sum_{i=1}^m \left(R_6 + \frac{k_1 d_h}{2} + (i-1)k_1 d_h \right)}{m} = \frac{k_1 d_h m^2 + 2mR_6}{2m} = R_6 + \frac{k_1 d_h m}{2} \quad (13)$$

(m – число слоев).

С учетом формулы (13) выражение (11) после преобразований примет следующий вид:

$$\Delta h_t = \frac{0,15l_c Q^2}{d_p^5 \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \left(\frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_h m}{d_p} \right)^{0,156}}. \quad (14)$$

Однако формула (14) отражает гидравлические потери при полностью смотанном гибком трубопроводе (в конце цикла полива). В действительности общие гидравлические потери будут состоять из потерь в смотанном трубопроводе и потерь на прямом участке трубопровода:

$$\Delta h_{\text{обр}} = \Delta h_t + \Delta h_{\text{дл}}. \quad (15)$$

Подставляя выражения (6), (14) в формулу (15), после преобразований получаем

$$\Delta h_{\text{обр}} = \frac{Q^2 \left(0,15l_c + 0,074l_p \left(\frac{2R_6 + k_1 d_h m}{d_p} \right)^{0,156} \right)}{d_p^5 \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \left(\frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_h m}{d_p} \right)^{0,156}}. \quad (16)$$

Потери в гидроприводе барабана в зависимости от расхода и параметров торможения находятся в пределах 0,5–1,5 атм и могут быть определены по формуле

$$\Delta h_n = \xi_n \frac{8Q^2}{0,49g\pi^2 d_p^4}, \quad (17)$$

где ξ_n – коэффициент гидравлических потерь в гидроприводе.

Далее определим допустимые гидравлические потери в водопроводящей системе. Если учесть, что

$$H_0 = d_0 \varepsilon_n \quad (18)$$

(ε_n – относительный напор), а также формулы (14) и (17), то допустимые гидравлические потери выразятся условием

$$\xi_n \frac{8Q^2}{0,49g\pi^2 d_p^4} + \frac{0,15l_c Q^2}{d_p^5 \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \left(\frac{R_0 + 0,5k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,156}} \leq H - d_0 \varepsilon_n. \quad (19)$$

После преобразований выражение (19) примет следующий вид:

$$H \geq d_0 \varepsilon_n + \frac{Q^2 \left(\frac{1,654 d_p^4 \xi_n}{g} + \frac{0,15l_c}{\left(\frac{0,5k_1 d_n m + R_0}{d_p} \right)^{0,15618} \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2} \right)}{d_p^5}. \quad (20)$$

Отметим, что допустимые потери напора здесь определены для смотанного трубопровода l_c , так как последний имеет большее гидравлическое сопротивление. Из выражения (20) максимально допустимая длина гибкого трубопровода будет определяться условием

$$l_c \leq - \frac{6,663 d_p^4 \left(\frac{0,5k_1 d_n m + R_0}{d_p} \right)^{0,156} (1,654 Q^2 \xi_n - H_p d_p g + d_p d_0 \varepsilon_n g) \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}{g Q^2}. \quad (21)$$

По результатам теоретических исследований была построена номограмма (рис. 1), которая позволяет исходя из агротехнических требований, предъявляемых к качеству искусственного дождя, определить оптимальные гидравлические и конструктивные параметры БШДУ.

Экспериментальные исследования. Для проверки положений и выводов, полученных в ходе теоретических исследований, а также изучения влияния конструктивных параметров и режимов работы БШДУ на ее производительность, принятую за критерий оптимизации, была изготовлена экспериментальная установка. Результаты исследования показали, что производительность БШДУ находится в прямой зависимости от расхода и является функцией гидравлических потерь, зависящих от значительного количества факторов. На начальной стадии исследования было отобрано 25 факторов, влияющих на критерий оптимизации, из которых априорно значимыми признаны 6 (табл. 1).

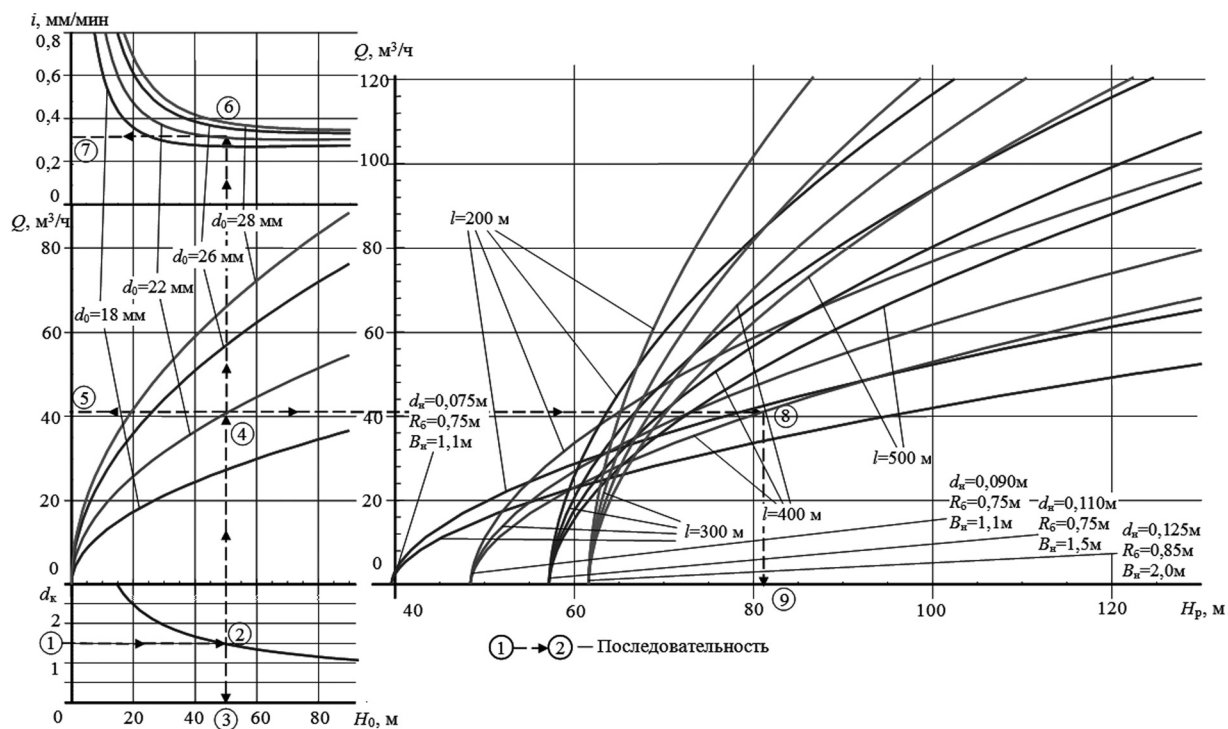


Рис. 1. Номограмма для определения характеристик искусственного дождя и параметров БШДУ:
 i – интенсивность, мм/мин; d_k – диаметр капли

Т а б л и ц а 1. Основные факторы, влияющие на показатель производительности, и их условные обозначения

Фактор	Условное обозначение
Напор на входе, м	$x_1 \rightarrow H$
Отношение среднего радиуса осевой линии намотки к наружному диаметру трубопровода	$x_2 \rightarrow R/d_n$
Количество витков в слое	$x_3 \rightarrow n$
Длина гибкого трубопровода, м	$x_4 \rightarrow l = 370$
Диаметр барабана, м	$x_5 \rightarrow D_6 = 1,5$
Диаметр выходного сечения сопла ДА, м	$x_6 \rightarrow d_0 = 0,022$

Далее, для первых трех факторов на основании теоретических исследований и агротехнических требований были намечены их уровни варьирования, а остальные факторы, в силу ограниченности экспериментальной установки, зафиксированы на оптимальном уровне (табл. 2).

Т а б л и ц а 2. Интервалы и уровни варьирования факторов

Показатель	Кодированное значение	Фактор		
		x_1	x_2	x_3
Верхний уровень	+ 1	100	10,81	13
Основной уровень	0	85	9,82	7
Нижний уровень	-1	70	8,83	1
Интервал варьирования	ϵ	15	0,99	6

В результате была реализована матрица полнофакторного эксперимента. Математическая модель поверхности отклика записывается в кодированном виде

$$Y = 41,401 + 5,886x_1 - 0,356x_2 - 0,242x_3 + 0,047x_1x_2x_3 ; \quad (22)$$

в раскодированном виде

$$Q = 8,775 + 0,431H - 0,046 \frac{R}{d_n} + 0,401n - 0,004H \frac{R}{d_n} - 0,005Hn - 0,045 \frac{R}{d_n} n + 0,0005H \frac{R}{d_n} n. \quad (23)$$

Графическая интерпретация поверхности отклика изображена на рис. 2.

Как было отмечено ранее, напор у дождевального аппарата в диапазоне значений выходного сечения сопла 21,1–27,5 мм должен быть не менее 55 м. Тогда необходимый расход, рассчитанный по формуле

$$Q = 3600 \frac{\mu \pi d_0^2}{4} \sqrt{2gH_0} \quad (24)$$

(μ – коэффициент расхода, равный 0,95), составит 42,7 м³/ч.

Необходимый напор H на входе, при котором будет образовываться дождь, соответствующий агротехническим требованиям, найдем для параметров, имеющих максимальные гидравлические потери ($n = 13$, $R/d_n = 10,81$). Величины напора H будет достаточно и для параметров с меньшими потерями (рис. 3, а). Как видно из рисунка, при указанном Q напор $H = 90,4$ м.

Далее при известных Q и H находим оптимальные значения R/d_n и n (рис. 3, б и 3, в). По графикам определяем, что при таких гидравлических параметрах $R/d_n = 10,8$ и $n = 12,9 \approx 13$. Зная R/d_n и n , рассчитываем ширину навивки барабана по формуле

$$B_n = k_2 \frac{R}{10,8} n \quad (25)$$

где k_2 – поперечный коэффициент овальности, равный 1,01 [14], $B_n = 1,2$ м.

Закключение. Исходя из агротехнических требований, предъявляемых к характеристикам образуемого искусственного дождя, получены зависимости, позволяющие рассчитать минимально допустимый напор на входе в водопроводящую систему и подобрать рациональные параметры гибкого трубопровода. Использование данных зависимостей позволит точно определить гидравлические потери в установке, а также решить

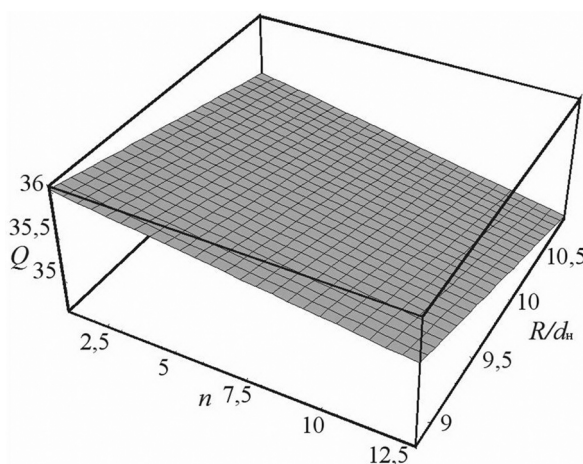


Рис. 2. Поверхность отклика

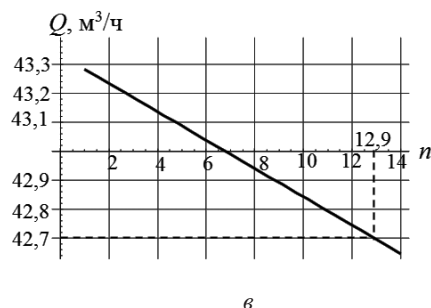
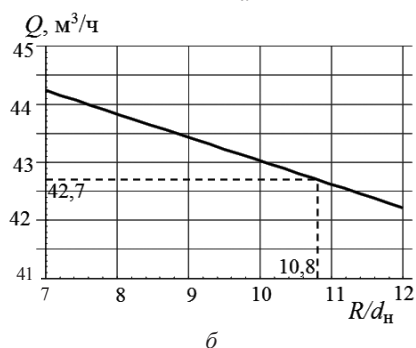
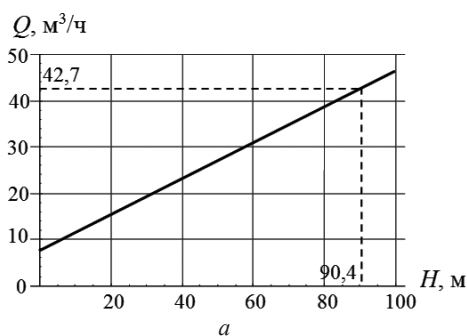


Рис. 3. Графики зависимостей расхода от напора на входе (а), отношения среднего радиуса намотки к наружному диаметру трубопровода (б), числа витков в слое (в)

вопрос об их минимизации, что в дальнейшем даст возможность увеличивать производительность БШДУ при одинаковых затратах энергии. Теоретические предпосылки подтверждены результатами экспериментальных исследований. Так, для конструктивного ряда БШДУ с длиной гибкого трубопровода 370 м и наружным диаметром 90 мм напор на входе в водопроводящую систему должен быть не менее 90,4 м, отношение среднего радиуса осевой линии намотки к наружному диаметру трубопровода равно 10,8, число витков в слое – 13, ширина навивки барабана – 1,2 м.

Литература

1. Д а ш к о в В. Н., Б а с а р е в с к и й А. Н. Обоснование оптимальных выходных гидравлических параметров водопроводящей системы барабанно-шланговой дождевальной установки // Весці НАН Беларусі. Сер. аграр. навук. 2007. № 3. С. 93–100.
2. Р у з и н М. Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов // Водоснабж. и санит. техника. 1962. № 9. С. 1–5.
3. А л ь т ш у л ь А. Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1970. С. 36–37.
4. К и с е л е в П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. С. 52–53.
5. О ф ф е н г е н д е н Ю. С. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов // Гидротехн. и мелиор. 1972. № 1. С. 24–28.
6. Ш е в е л е в Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых и стеклянных водопроводных труб. М.: Стройиздат, 1973. С. 9–10.
7. К а з а н л и Е. А. Сети водоснабжения и водоотведения из полимерных труб. Расчет, проектирование и монтаж. Минск: БНТУ, 2006. С. 88–89.
8. Ш е в е л е в Ф. А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах. М.: ВОДГЕО, 1953. С. 10–11.
9. Ф а с т о в с к и й В. Г., Р о в и н с к и й А. Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале // Теплоэнергетика. 1957. № 1. С. 39–41.
10. К в и т к о в с к и й Ю. В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб. // Сб. науч. тр. / Московский ин-т инж. железнодорож. трансп. М., 1963. Вып. 176. С. 61–63.
11. А р о н о в И. З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. 1961. № 3. С. 65–74.
12. А р о н о в И. З. О гидродинамическом подобию при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. 1962. № 4. С. 130–132.
13. С а в у ш к и н С. С., Х р о л ь С. Б., Н е к р а с о в а Т. М. К вопросу о дополнительном сопротивлении, возникающем при движении жидкости в полиэтиленовом шланге, навитом на барабан // Основные направления технического прогресса в области механизации и техники полива: Сб. науч. тр. М.: ВНИИГиМ, 1983. С. 134–140.
14. Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001. Введ. 01.01.03. Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2003. 21 с.

V. N. DASHKOV, A. N. BASAREUSKI

SUBSTANTIATION OF THE KEY PARAMETERS AND OPERATING MODES OF THE DRUM-TYPE SPRINKLER

Summary

In the article the analysis of the works on the hydraulic design of a flexible pipeline wound on a screw line is carried out, the technique of substantiation of hydraulic and design parameters of a drum-type sprinkler is stated. The formulas are offered, which allow calculating a minimum admissible pressure at the water-supplying system input and selecting rational parameters of the flexible pipeline. The chart for definition of artificial rain characteristics and device parameters reflecting the results of theoretical research is presented. As a result of the experimental investigations the mathematical model of the response surface is constructed and, proceeding from the agrotechnical requirements on the artificial rain quality the optimal device parameters, at which the maximum productivity is reached, are determined.