

**А. Н. Басаревский, В. Б. Ловкис**

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»  
г. Минск, Республика Беларусь  
E-mail: basareuski@bsatu.by*

## **ДОПУСТИМЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВОДОПРОВОДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ УДОБРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ**

*Аннотация.* В статье приведены математические зависимости, позволяющие рассчитать необходимый напор на входе в водопроводящую систему и установить допустимые гидравлические и конструктивные параметры гидротранспортной системы и удобрительного оборудования поршневого и эжекционного типов.

*Ключевые слова:* удобрительное орошение, оборудование, дозирующее устройство, дождевальная машина, напор, потери гидравлические.

**A. N. Basareuski, V. B. Lovkis**

*EI "Belarusian State Agrarian Technical University"  
Minsk, Republic of Belarus  
E-mail: basareuski@bsatu.by*

## **ACCEPTABLE HYDRAULIC PARAMETERS OF WATER SUPPLY SYSTEM OF FERTILIZER EQUIPMENT AND SPRINKLING MACHINE**

*Abstract.* The article presents mathematical dependencies that allow us to calculate the required pressure at the entrance to the water supply system and identify the acceptable hydraulic and structural parameters of the hydraulic transport system and fertilizer equipment of the piston and ejection types.

*Keywords:* fertilizing irrigation, equipment, metering device, sprinkling machine, pressure, hydraulic losses.

### **Введение**

В условиях Республики Беларусь получать высокие и стабильные по годам урожаи сельскохозяйственных культур практически невозможно без оросительных мелиораций. Резервом дальнейшего повышения их эффективности является применение удобрительного орошения. Вместе с тем важно учитывать, что главным в этой технологии является стабильная дозированная подача раствора удобрений в поток поливной воды в течение всего цикла орошения. Данный вопрос остается проблемным, в том числе и ввиду отсутствия необходимых методов расчета гидравлических параметров водопроводящей системы удобрительного оборудования и дождевальной машины.

### **Основная часть**

Анализ исследований технологических особенностей различных видов дозирующих устройств, применяемых в удобрительном орошении, позволил установить, что для эффективной эксплуатации удобрительного оборудования его целесообразно размещать на полуприцепе (т. е. использовать в виде передвижного модуля) (рис. 1, а). В сравнении с навесными (монтируемыми) схемами (рис. 1, б) основное преимущество такого технического решения – удобство эксплуатации: снижение затрат времени на монтаж или демонтаж оборудования, в случае если систему необходимо переустановить с одной дождевальной машины на другую. Кроме того, нет необходимости транспортировать к месту орошения все удобрительное оборудование вместе

с дождевальными машинами, в случае когда нужно произвести только чистый полив, без внесения удобрений.

Водопроводящая система удобрительного оборудования и дождевальной машины должна обеспечить подачу оросительной воды с удобрениями к дождеобразующим устройствам с минимальными гидравлическими потерями. Необходимо определить такие значения гидравлических параметров на выходе из системы перед дождеобразующим устройством, при которых будут обеспечиваться параметры процесса (характеристики дождя, концентрация удобрений в поливной воде), соответствующие агротехническим требованиям. Очевидно, что эти значения будут соответствовать рациональному режиму работы удобрительной системы, так как требуют минимальных затрат мощности на единицу производительности [1].

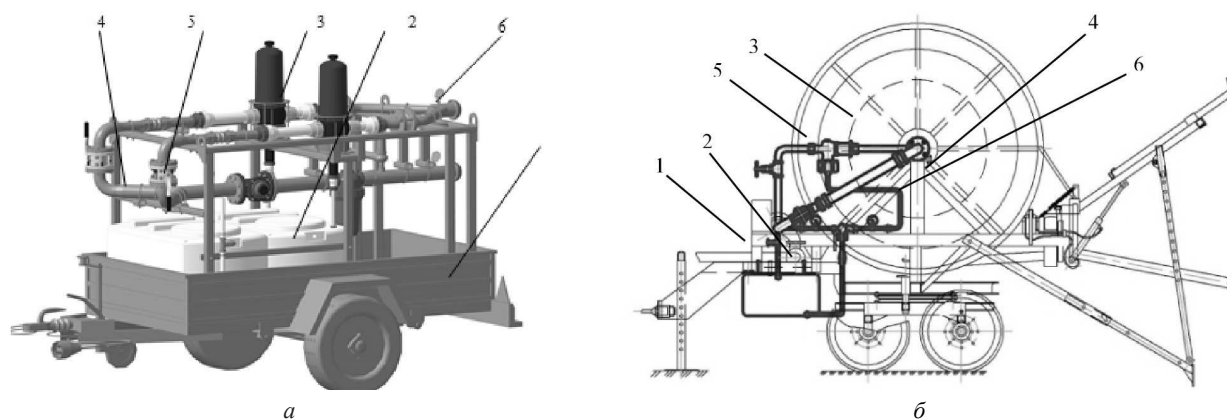


Рис. 1. Удобрительное оборудование: *a* – в виде передвижного модуля; *б* – монтируемое; 1 – прицеп грузовой (дождевальная установка); 2 – емкость для маточного раствора; 3 – дозирующее устройство; 4 – водопроводящая система; 5 – вентили; 6 – контрольно-измерительные приборы

Общий напор на входе в водопроводящую систему, необходимый для стабильного процесса удобрительного орошения, можно определить по формуле

$$H = H_0 + \Delta h_{\text{в}}, \quad (1)$$

где  $H_0$  – напор в выходном сечении дождеобразующего устройства, м;  $\Delta h_{\text{в}}$  – потери напора в водопроводящей системе, м.

Потери  $\Delta h_{\text{в}}$  будут складываться из потерь в оборудовании для удобрительного орошения в гидротранспортной системе и потерь, идущих на ее привод:

$$\Delta h_{\text{в}} = \Delta h_{\text{у}} + \Delta h_{\text{общ}} + \Delta h_{\text{п}}, \quad (2)$$

где  $\Delta h_{\text{у}}$  – потери напора в оборудовании для удобрительного орошения, м;  $\Delta h_{\text{общ}}$  – общие потери напора в гидротранспортной системе, м;  $\Delta h_{\text{п}}$  – потери напора в приводе гидротранспортной системы, м.

Здесь также необходимо сказать о перспективной тенденции, которая наметилась в орошаемом земледелии: применении гибких трубопроводов (полиэтиленовых, плоскосворачиваемых и др.) с намоткой на барабан. Такие гидротранспортные системы позволяют более рационально использовать поливную воду, применять новые прогрессивные схемы удобрительного орошения, увеличивать расстояние между трубопроводами и гидрантами закрытых оросительных систем, автоматизировать процесс полива, а также снизить его трудоемкость и энергоемкость. Ниже приведем методику определения гидравлических потерь применительно к таким гидротранспортным системам.

Формула (1) с учетом (2) примет вид:

$$H = H_0 + \Delta h_{\text{у}} + \Delta h_{\text{общ}} + \Delta h_{\text{п}}. \quad (3)$$

Гидравлические потери в гидротранспортной системе с намотанным гибким трубопроводом определяются как сумма потерь на преодоление сопротивления по длине и дополнительных потерь, возникающих от намотки гибкого трубопровода на барабан:

$$\Delta h_{\text{т}} = \Delta h_{\text{дл}} + \Delta h_{\text{б}}, \quad (4)$$

где  $\Delta h_{\text{дл}}$  – потери напора по длине трубопровода гидротранспортной системы, м;  $\Delta h_{\text{б}}$  – потери напора, возникающие от намотки гибкого трубопровода на барабан гидротранспортной системы, м.

Следует сказать, что режим движения жидкости в трубопроводе гидротранспортной системы, намотанном по винтовой линии, будет несколько отличаться от режима движения в прямом трубопроводе. Так, переход к неупорядоченному, вихревому движению, характеризующемуся всеми признаками турбулентности, происходит при больших значениях  $Re$ , чем это имеет место при движении в прямом трубопроводе [2]. Тем не менее в работе [3] показано, что в таких системах имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью.

Далее определим потери напора по длине гибкого трубопровода. Надо сказать, что данные по гидравлическому расчету гидравлически гладких труб достаточно противоречивы и в настоящее время нет исчерпывающих сведений для определения их гидравлических характеристик. Наименьшие отклонения расчетных значений от экспериментальных имеет формула П. К. Конова:

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{1}{(1,81gRe - 1,5)^2}, \quad (5)$$

где  $\lambda_{\text{пр}}$  – коэффициент гидравлического сопротивления в прямом трубопроводе;  $g$  – ускорение свободного падения  $\text{м/с}^2$ .

Следовательно, расчет потерь напора на прямолинейных участках гибкого трубопровода будем вести по ней.

Тогда потери напора по формуле Дарси – Вейсбаха с учетом (5) составят

$$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,08l_p Q^2}{d_p^5 \left( 9,49 + 0,78 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}, \quad (6)$$

где  $l_p$  – длина размотанного (прямого) гибкого трубопровода гидротранспортной системы, м;  $Q$  – расход оросительной воды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $d_p$  – расчетный диаметр гибкого трубопровода, м.

Перейдем к определению местных потерь напора, которые будут возникать в трубопроводе гидротранспортной системы. Отметим, что изучению гидравлического сопротивления в таких трубопроводах посвящены некоторые работы [4–6]. Однако до настоящего времени данный вопрос остается мало исследованным и потому весьма актуальным.

Конструктивные параметры гидротранспортной системы будут зависеть, в том числе, от количества слоев и витков намотки гибкого трубопровода на барабан. Радиус намотки  $i$ -го слоя можно определить по формуле

$$R_{\text{н}i} = R_{\text{б}} + \frac{k_1 d_{\text{н}}}{2} + (i-1)k_1 d_{\text{н}}, \quad (7)$$

где  $R_{\text{б}}$  – радиус барабана гидротранспортной системы, м;  $k_1$  – радиальный коэффициент овальности гибкого трубопровода, равный 0,99 [7].

Тогда средний радиус осевой линии намотки

$$R_{\text{н}} = \frac{\sum_{i=1}^m \left( R_{\text{б}} + \frac{k_1 d_{\text{н}}}{2} + (i-1)k_1 d_{\text{н}} \right)}{m} = \frac{k_1 d_{\text{н}} m^2 + 2m R_{\text{б}}}{2m} = R_{\text{б}} + \frac{k_1 d_{\text{н}} m}{2}, \quad (8)$$

где  $m$  – количество слоев намотки гибкого трубопровода;  $k_1$  – радиальный коэффициент овальности гибкого трубопровода.

Особо следует отметить работу И. З. Аронова [5], который 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. На основании своих исследований И. З. Аронов, в зависимости от отношения  $R_n/d_p$ , рекомендует значения  $C$ , которые были аппроксимированы нами зависимостью

$$C = \frac{1,82}{(R_n / d_p)^{0,16}}. \quad (9)$$

Тогда потери напора в гибком трубопроводе гидротранспортной системы, намотанном по винтовой линии, по формуле Дарси – Вейсбаха с учетом (6) и (10) составят:

$$\Delta h_T = \frac{0,08 l_c Q^2 C}{d_p^5 g \left( 9,49 + 0,78 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}, \quad (10)$$

где  $l_c$  – длина намотанного гибкого трубопровода, м.

Тогда с учетом формул (8) и (9) получим:

$$\Delta h_T = \frac{1,47 l_c Q^2}{d_p^5 g \left( 9,49 + 0,78 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \left( \frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,16}}. \quad (11)$$

Формула (11) позволяет рассчитать гидравлические потери в конце цикла удобрительного орошения (при полностью намотанном гибком трубопроводе гидротранспортной системы). В действительности общие гидравлические потери будут состоять из потерь в намотанном трубопроводе и потерь на прямолинейном участке трубопровода:

$$\Delta h_{\text{общ}} = \Delta h_T + \Delta h_{\text{дл}}. \quad (12)$$

После подстановки формул (6) и (11) в (12) и преобразований получим:

$$\Delta h_{\text{общ}} = \frac{Q^2 \left( 1,47 l_c + 0,73 l_p \left( \frac{2R_6 + k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,16} \right)}{d_p^5 g \left( 9,49 + 0,78 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \left( \frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,16}}. \quad (13)$$

Далее определим потери напора в приводе гидротранспортной системы [8, 9]:

$$\Delta h_{\text{п}} = \xi_{\text{др}} \xi_{\text{п}} \frac{8Q^2}{0,25 \pi^2 d_p^4}, \quad (14)$$

где  $\xi_{\text{др}}$  – коэффициент, учитывающий степень закрытия дросселя;  $\xi_{\text{п}}$  – коэффициент гидравлического сопротивления в гидротурбине,  $\text{с}^2/\text{м}$ .

Как правило, в мобильных дождевальных установках регулирование частоты вращения барабана достигается посредством дросселирования потока жидкости перед гидротурбиной, что уменьшает расход через нее и, соответственно, ее обороты. В позиционных дождевальных машинах для привода гидротранспортной системы чаще всего используется электропривод. Следовательно, расчет гидродинамических параметров водопроводящей системы будем вести применительно к первому варианту (гидромеханический привод), поскольку обоснованные гидравлические параметры обеспечат работоспособность и второго варианта (гидротранспортная система с электроприводом).

Теперь перейдем к определению гидравлических потерь в удобрительном оборудовании  $\Delta h_y$ . В соответствии с принятой конструктивно-технологической схемой водопроводящая система оборудования представляет собой систему трубопроводов, гидравлически связывающих основные узлы оборудования. Ввод оросительной воды обеспечивается двумя трубопроводами, присоединенными к насосам-дозаторам (см. рис. 2, участок 4–5).

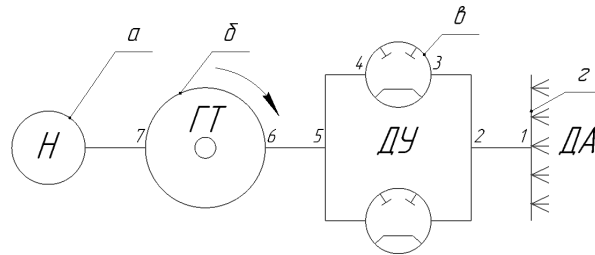


Рис. 2. Схема мобильной удобрительной системы: *a* – насос (гидрант закрытой оросительной сети); *б* – гидротранспортная система; *в* – дозирующее устройство (насос-дозатор); *г* – дождеобразующее устройство (дождевальная аппаратура); 1–7 – участки

Следовательно, в общем виде гидравлические потери оборудования можно определить по формуле

$$\Delta h_y = \Delta h_{ly} + n\Delta h_d, \quad (15)$$

где  $\Delta h_{ly}$  – общие потери напора в системе трубопроводов удобрительного оборудования, м;  $n$  – количество дозирующих устройств в удобрительном оборудовании;  $\Delta h_d$  – потери напора в дозирующем устройстве, м.

Таким образом, определены все составляющие, входящие в выражение (2).

Рассмотренные выше схемы удобрительного оборудования (см. рис. 1) могут использоваться с различными конструкциями дозирующих устройств как поршневого, так и эжекционного типов. Ниже остановимся на параметрах схемы с эжекционным устройством.

Потери в удобрительной системе эжекционного типа можно выразить зависимостью

$$\Delta h_{yэ} = \frac{(H_э + H_п)Q_y + 2H_пQ_{гэ}\eta}{Q_y + Q_{гэ}\eta}, \quad (16)$$

где  $H_э$  – напор на входе в эжектор, м;  $H_п$  – напор подсосываемой жидкости, м;  $Q_y$  – расход маточного раствора удобрений, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{гэ}$  – расход поливной воды в проточной части эжектора, м<sup>3</sup>/ч;  $\eta$  – КПД эжектора.

Допустимые потери напора при  $H_p = H$  можно определить из неравенства

$$\Delta h_{доп} = \Delta h_{yэ} + \Delta h_п + \Delta h_т \leq H_p - H_0, \quad (17)$$

где  $H_p$  – рабочий напор, м;

или с учетом формул (11), (14), (16) после преобразований:

$$H_p \geq H_0 + \frac{(H_э + H_п)Q_y + 2H_пQ_{гэ}\eta}{Q_y + Q_{гэ}\eta} + \frac{Q^2 \left[ 3,242d_p\xi_{др}\xi_{п} + \frac{1,472l_c}{g \left( \frac{0,5k_1d_пm + R_б}{d_p} \right)^{0,156}} \cdot \left( 9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \right]}{d_p^5}. \quad (18)$$

Отметим, что допустимые потери напора здесь определены для намотанного трубопровода гидротранспортной системы (в конце цикла удобрительного орошения), так как последняя будет иметь большее гидравлическое сопротивление.

Таким образом, выражение (18) связывает гидравлические параметры удобрительного оборудования эжекционного типа с конструктивно-технологическими параметрами гидротранспортной системы и дождевальной машины.

### Заключение

Для эффективной эксплуатации удобрительного оборудования наиболее приемлема схема в виде передвижного модуля, который может применяться как с поршневыми, так и с эжекционными типами дозирующих устройств.

Получены математические выражения, позволяющие рассчитать требуемый напор на входе в водопроводящую систему и установить допустимые гидравлические и конструктивные параметры гидротранспортной системы и удобрительного оборудования, при которых обеспечивается стабильное выполнение технологического процесса удобрительного орошения в соответствии с агротехническими требованиями.

### Список использованных источников

1. Дашков, В. Н. Обоснование оптимальных выходных гидравлических параметров водопроводящей системы барабанно-шланговой дождевальной установки / В. Н. Дашков, А. Н. Басаревский // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. аграрн. навук. – 2007. – № 3. – С. 93–100.
2. Квитковский, Ю. В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб / Ю. В. Квитковский // Сб. науч. тр. / Московский ин-т инженерного железнодорожного транспорта. – М., 1963. – Вып. 176. – С. 61–63.
3. Дашков, В. Н. Определение гидравлических потерь в водопроводящей системе барабанно-шланговой дождевальной установки / В. Н. Дашков, Н. Ф. Капустин, А. Н. Басаревский // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2008. – № 4. – С. 120–124.
4. Аронов, И. З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И. З. Аронов // Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика. – 1961. – № 3. – С. 65–74.
5. Аронов, И. З. О гидродинамическом подобии при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И. З. Аронов // Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика. – 1962. – № 4. – С. 130–132.
6. Савушкин, С. С. К вопросу о дополнительном сопротивлении, возникающем при движении жидкости в полиэтиленовом шланге, навитом на барабан / С. С. Савушкин, С. Б. Хроль, Т. М. Некрасова // Основные направления технического прогресса в области механизации и техники полива : сб. науч. тр. / ВНИИГиМ. – М., 1983. – С. 134–140.
7. 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.
8. Vromandt, G. Enroulers et automatismes / G. Vromandt // Cultivar 2000. – 1987. – Т. 216. – Р. 135–141.
9. Шерстюк, А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 208 с.