

Э. В. Дыба<sup>1</sup>, В. Б. Ловкис<sup>2</sup>, А. В. Пётух<sup>2</sup>

<sup>1</sup> РУП «НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»  
г. Минск, Республика Беларусь  
e-mail: dibua-18@mail.ru

<sup>2</sup> УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»  
г. Минск, Республика Беларусь

## ОБОСНОВАНИЕ УСЛОВИЙ БЕЗУДАРНОЙ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ИЗ ПАТРУБКА В ШТУЦЕРЫ РОТОРНОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

*Аннотация.* В статье представлено обоснование условий безударной подачи жидкости из патрубка в штуцеру роторного распределителя.

*Ключевые слова:* параметры, показатели, жидкий навоз, роторный распределитель, устройство, патрубки ротора, внутривпочвенное внесение, выливные штуцеры.

E. V. Dyba<sup>1</sup>, V. B. Lovkis<sup>2</sup>, A. V. Piotukh<sup>2</sup>

<sup>1</sup> RUE “SPC NAS of Belarus for Agriculture Mechanization”  
Minsk, Republic of Belarus  
e-mail: dibua-18@mail.ru

<sup>2</sup> EI “Belarusian State Agrarian Technical University”  
Minsk, Republic of Belarus

## JUSTIFICATION OF THE CONDITIONS FOR THE UNSTRESSED SUPPLY OF LIQUID FROM THE NOZZLE TO THE NOZZLES OF THE ROTARY DISTRIBUTOR

*Abstract.* The article presents the justification of the conditions for the unstressed supply of liquid from the nozzle to the nozzles of the rotary distributor.

*Keywords:* parameters, indices, liquid manure, rotary distributor, device, rotor branch pipes, internal soil injection, pouring unions.

### Введение

Роторный распределитель предназначен для деления большого потока жидкого навоза, подаваемого из цистерны, на множество (по числу шлангов-понижителей) одинаковых малых потоков [1, 2]. Схема роторного распределителя представлена на рис. 1. Он состоит из цилиндрического корпуса 1, плотно закрывающейся крышки 2 с сапуном 3, в центр которой прикреплен конец нагнетательного трубопровода 4, распределительного ротора, состоящего из стакана 5, патрубков 6 и выливных штуцеров 7.

### Основная часть

В цилиндрическом корпусе (рис. 1) между выливными штуцерами имеется глухая часть корпуса (технологический зазор). Ротор вращается непрерывно, и вылив жидкого навоза (далее – ЖН) из патрубков происходит непрерывно. Следовательно, часть ЖН при совпадении отверстий из патрубков выливается под действием центробежной силы в выливные штуцеры. Другая часть ЖН при несовпадении отверстий ударяется в глухую часть корпуса, разбрызгивается, создавая подпор, оседает в нем, что в конечном итоге приводит к увеличению неравномерности вылива жидкости через штуцеры и повышает энергоёмкость процесса распределения ее между дисками. Для устранения этих недостатков необходимо создавать такие условия подачи ЖН из патрубков в штуцеры, которые бы исключали удар навоза в глухие участки корпуса.

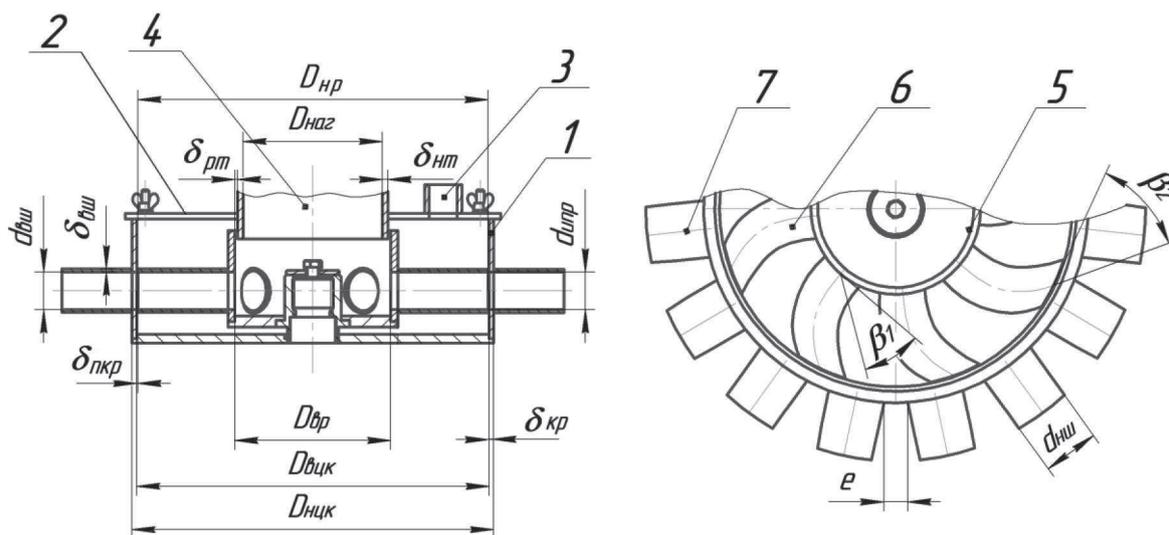


Рис. 1. Схема для обоснования конструктивных и кинематических параметров роторного распределителя:  
 1 – цилиндрический корпус; 2 – крышка; 3 – сапун; 4 – нагнетательный трубопровод; 5 – стакан ротора;  
 6 – патрубок ротора; 7 – выливной штуцер

Для обеспечения безударного входа ЖН в патрубки ротора и исключения кавитации в них патрубки приварены к стакану ротора под углом  $\beta_1$  и имеют форму логарифмической спирали (рис. 2). На выходе патрубки обрезаны под углом  $\beta_2$ , поэтому они имеют эллипсовидное выходное сечение.

Угол выхода ЖН из патрубка ротора  $\beta_2$  можно определить по формуле [1]:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{d_{унп}}{2a}, \quad (1)$$

где  $a$  – большая полуось эллипса, м.

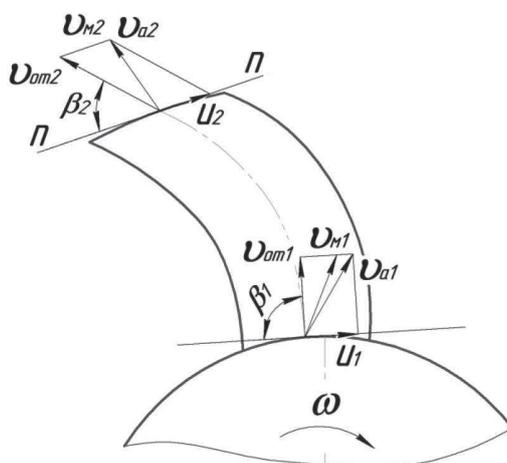


Рис. 2. Схема направления скоростей движения навоза на входе и выходе патрубка ротора

Большую полуось эллипса  $a$  найдем из следующего условия: чтобы в любой момент времени суммарная площадь проходного сечения, образованного выходными сечениями патрубков ротора 6 (рис. 1) и входными сечениями выливных штуцеров 7, была равна или больше суммарной площади поперечных сечений патрубков, то есть суммарная площадь проходного сечения, образованного выходным сечением патрубка ротора и входными сечениями выливных штуцеров, должна быть равна или больше площади поперечного сечения выливного штуцера (рис. 3). Это необходимо для того, чтобы исключить подпор и пульсацию ЖН.

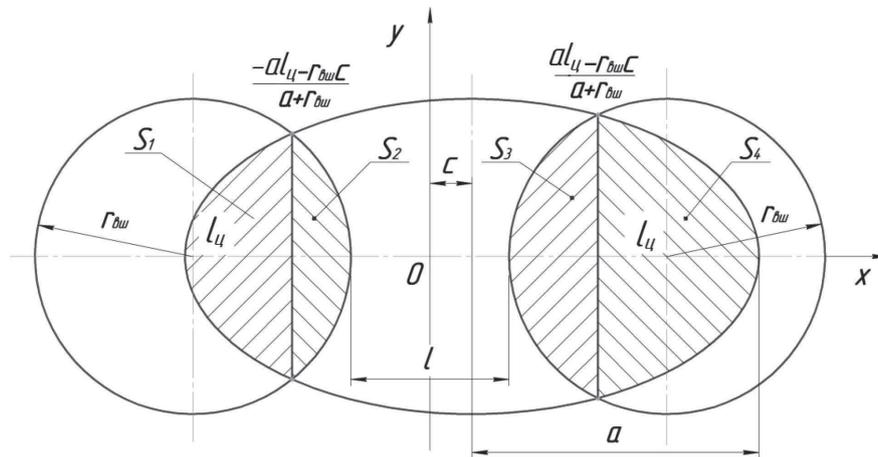


Рис. 3. Схема для расчета большой полуоси эллипса выходного сечения патрубка ротора

Запишем последнее условие в виде:

$$2S_1 + S_2 + S_3 + S_4 \geq \frac{\pi d_{imp}^2}{4}, \quad (2)$$

где  $S_1, S_2, S_3, S_4$  – площади, образующие суммарное проходное сечение, расположенное над осью  $x$ ,  $m^2$ .

Площади суммарного проходного сечения вычислим с помощью интегралов. Для этого задаемся координатными осями  $x$  и  $y$  с центром в точке  $O$  (рис. 3), относительно которого симметрично расположим центры окружностей входных сечений выливных штуцеров на расстоянии

$$l_ц = r_{вщ} + \frac{l}{2}, \quad (3)$$

где  $r_{вщ}$  – радиус круглого сечения выливных штуцеров, м;  $l$  – расстояние между внутренними поверхностями выливных штуцеров в месте соединения с корпусом, м;

$$l = e + 2\delta_{вщ}. \quad (4)$$

Запишем уравнения окружностей и эллипса:

– уравнение левой окружности

$$y_1 = \sqrt{r_{вщ}^2 - (x + l_ц)^2}; \quad (5)$$

– уравнение правой окружности

$$y_2 = \sqrt{r_{вщ}^2 - (x - l_ц)^2}; \quad (6)$$

– уравнение эллипса

$$y_3 = \frac{r_{вщ}}{a} \sqrt{a^2 - (x + c)^2}, \quad (7)$$

где  $c$  – смещение центра эллипса относительно начала координат, м.

Решая совместно уравнения (5) и (7), а также уравнения (6) и (7), определим точки пересечения правой и левой окружностей с эллипсом, которые являются пределами интегрирования при определении площадей  $S_1, S_2, S_3$  и  $S_4$ .

Площади проходного сечения, находящегося над осью  $x$ , определяют по следующим формулам:

$$S_1 = \int_{-a-c}^{\frac{-a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx. \quad (8)$$

$$S_2 = \int_{\frac{-a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}}^{-l_y+r_{\text{вн}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x+l_y)^2} dx. \quad (9)$$

$$S_3 = \int_{l_y-r_{\text{вн}}}^{\frac{a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x-l_y)^2} dx. \quad (10)$$

$$S_4 = \int_{\frac{a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}}^{a-c} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx. \quad (11)$$

Подставив (8), (9), (10) и (11) в (2), получим:

$$\begin{aligned} & 2 \cdot \left[ \int_{-a-c}^{\frac{-a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx + \right. \\ & + \int_{\frac{-a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}}^{-l_y+r_{\text{вн}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x+l_y)^2} dx + \\ & + \int_{l_y-r_{\text{вн}}}^{\frac{a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x-l_y)^2} dx + \\ & \left. + \int_{\frac{a l_y - r_{\text{вн}} c}{a+r_{\text{вн}}}}^{a-c} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx \right] - \pi r_{\text{вн}}^2 = 0. \quad (12) \end{aligned}$$

Уравнение (12) решаем с помощью численных методов (деление отрезка пополам) или используя программное обеспечение «Mathcad». Полученное значение большой полуоси  $a$  подставляем в формулу (1) и определяем угол выхода навоза  $\beta_2$ .

Величины напора, создаваемого вакуум-компрессором, достаточно для преодоления сопротивлений в установке и роторном распределителе. Поэтому нет необходимости, чтобы ротор работал как насос и создавал дополнительный напор. Вследствие этого необходимо подобрать частоту вращения ротора такой, чтобы меридиональная скорость  $v_{m2}$  совпадала по значению и направлению с абсолютной скоростью  $v_{a2}$ , равной геометрической сумме относительной скорости движения жидкости  $v_{om2}$  и окружной скорости ротора на выходе  $u_2$  (рис. 2):

$$v_{m2} = v_{a2} = v_{om2} + u_2. \quad (13)$$

Спроецировав уравнение (13) на касательную  $n-n$  (рис. 2), получим:

$$u_2 - v_{om2} \cdot \cos \beta_2 = 0. \quad (14)$$

В свою очередь, окружная скорость на выходе из патрубков ротора определяется по формуле:

$$u_2 = \frac{\pi n_p D_{np}}{60}, \quad (15)$$

где  $n_p$  – частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Подставив в формулу (14) формулу (15) и выразив частоту вращения ротора  $n_p$ , получим:

$$n_p = \frac{60 \cdot \cos \beta_2 \cdot v_{om2}}{\pi D_{np}}. \quad (16)$$

Для обеспечения безударного входа ЖН в патрубки ротора и избежания увеличения гидравлических потерь необходимо патрубки приваривать к стакану под углом  $\beta_1$ , который можно определить по формуле [1, 3, 4]:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1}, \quad (17)$$

где  $v_{m1}$  – меридиональная скорость движения ЖН на входных кромках патрубков,  $\text{м/с}$ ;  $u_1$  – окружная скорость ЖН на входе в патрубки ротора,  $\text{м/с}$ .

Меридиональную скорость движения ЖН на входе в патрубки  $v_{m1}$  выразим через относительную скорость движения навоза в патрубки  $v_{om1}$  (рис. 2):

$$v_{m1} = v_{om1} \cdot \sin \beta_1. \quad (18)$$

Скорость движения ЖН на входе в патрубки ротора, с учетом угла входа  $\beta_1$ , определим по формуле:

$$v_{om1} = \frac{4Q_n \sin \beta_1}{z_n \pi d_{ump}^2}. \quad (19)$$

Диаметр входа ЖН в патрубки ротора  $D_1$  можно записать в виде:

$$D_1 = \frac{z_n \cdot \left( \frac{d_{ump} + 2\delta_{su}}{\sin \beta_1} + e \right)}{\pi}. \quad (20)$$

Подставляя все известные величины в формулу (17) и сделав соответствующие преобразования, получим выражение для определения угла входа ЖН в патрубки ротора:

$$\left( \frac{d_{ump} + 2 \cdot \delta_{su}}{\sin \beta_1 \cdot \sin 2\beta_1} + \frac{e}{\sin 2\beta_1} \right) = \frac{120 \cdot Q_n}{\pi \cdot n_p \cdot z_n^2 \cdot d_{ump}^2}. \quad (21)$$

Значение угла  $\beta_1$  находим приближенными методами. Например, методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до  $\frac{\pi}{2}$ . На этом отрезке уравнение (21) имеет одно решение  $\beta_1 = 60^\circ$ . Для построения очертания патрубка ротора и определения его длины составим дифференциальное уравнение для малых приращений угла в радианах и радиуса  $\Delta r$  (рис. 4). Гипотенузу  $BC$  треугольника  $BCE$  можно записать  $BC = \frac{\Delta r}{\sin \beta}$ . Тогда длину патрубка ротора определим по формуле:

$$l_{ump} = \sum_{i=1}^{i=\Delta} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i, \quad (22)$$

где  $\Delta$  – количество разбиений расстояния между радиусом входа  $r_1 = \frac{D_{gp}}{2}$  и радиусом выхода  $r_2 = \frac{D_{np}}{2}$ ;  $B_i$  – функция в  $i$ -й точке;  $\Delta r_i$  – приращение радиуса патрубка ротора,  $\text{м}$ .

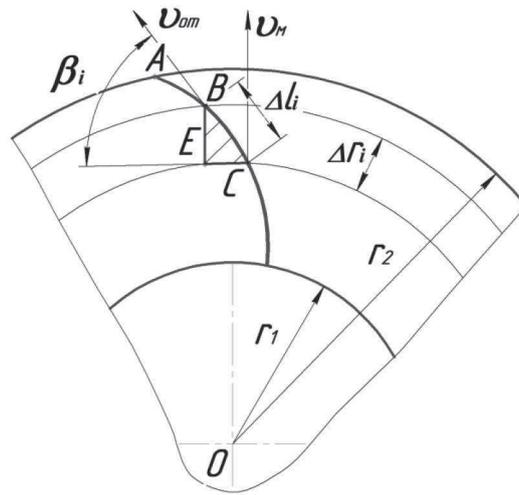


Рис. 4. Схема для определения длины патрубка ротора

Функцию в  $i$ -й точке определим как

$$B_i = \frac{1}{\sin \beta_i}, \quad (23)$$

где  $\beta_i$  – угол наклона патрубка к касательной окружности в  $i$ -й точке, град.

Решаем уравнение (22) табличным способом. Задавая количество разбиений  $\Delta$ , определяем приращение радиуса  $\Delta r_i$  в интервале от  $r_1$  до  $r_2$ , а также приращение угла  $\Delta \beta_i$  в интервале от  $\beta_1$  до  $\beta_2$ . Далее определяем значение  $\sin \beta_i$  и функцию  $B_i$ .

### Заключение

Таким образом, полученные формулы позволяют обосновать условия безударной подачи жидкости из патрубка в штуцеры роторного распределителя, при которых будет обеспечена минимальная неравномерность вылива жидкости через штуцеры и снижена энергоемкость процесса распределения ее между заделывающими рабочими органами.

### Список использованных источников

1. Дыба, Э. В. Внутрипочвенное внесение жидкого навоза роторным распределителем с заделкой дисковым адаптером: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Э. В. Дыба. – Минск, 2015. – 158 с.
2. Подшиваленко, И. В. Повышение равномерности внесения жидких органических удобрений обоснованием параметров штанговой распределяющей системы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / И. В. Подшиваленко. – Горки, 2006. – 177 с.
3. Жарский, М. А. Гидро- и пневмотранспорт в сельском хозяйстве: учебное пособие для студентов с.-х. вузов / М. А. Жарский, Г. П. Цыганок. – Горки, 1988. – 68 с.
4. Грачева, Л. И. Трубопроводный транспорт на животноводческих фермах / Л. И. Грачева, Н. Н. Шумляк. – М.: Колос, 1979. – 159 с.