DOI: 10.17117/ns.2014.02.053

Поступило в редакцию: 19.12.2014

<http://ucom.ru/doc/ns.2014.02.053.pdf>

fgnu@rosinformagrotech.ru

Коваль З.М. Технологические характеристики пневмогидравлического распылителя для разработки штанговых опрыскивателей растений

Koval Z.M.
Technological characteristics of air-hydraulic
atomizer for develop boom sprayers plants

Обоснованы технологические характеристики конструкции пневмогидравлического устройства для распыления растворов пестицидов.

Технологические характеристики пневмогидравлического устройства послужат основой при разработке конструкций штанговых опрыскивателей с воздушным сопровождением капель к растениям

Ключевые слова: устройство, щелевое сопло, распылитель, штанговый опрыскиватель

Technological characteristics design of air- hydraulic atomizer solutions of pesticides are grounded.

Technological characteristics of air- hydraulic devices will serve as a basis for development boom sprayers with air accompanying drops to plants

Key words: device, slot nozzle, atomizer, boom of sprayer

Коваль Зинаида Михайловна

*Кандидат технических наук, зав. лабораторией, ведущий научный сотрудник
Росинформагротех (филиал)
г. Новокубанск, ул. Кутузова, 5*

Koval Zinaida Mikhaylovna

*Candidate of Engineering Sciences, Head Laboratory, leading Researcher
Rosinformagroteh (branch)
Novokubansk, Kutuzov st., 5*

Для решения технологической проблемы рационального нанесения препаратов на растения воздушным сопровождением капель распыливаемой жидкости к объектам обработки к штанговому опрыскивателю разработана конструкция пневмогидравлического распылителя жидкости, показанная фрагментами на рисунке 1 [1].

Приведенная на рисунке 1 конструкция пневмогидравлического устройства за счет вязкости воздуха обеспечивает инъекцию воздушным потоком струи, выходящей из сопла устройства, капель рабочей жидкости щелевых распылителей. Направление скоростного воздушно-капельного потока под углом к горизонту предназначено для увеличения ширины обработки растений [2]. Транспортирование капель к объектам обработки обеспечивается скоростью струи на выходе из сопла и расходом воздушного потока, создаваемых давлением воздуха перед соплом.

а) – вид спереди; б) – вид с боку; в) – вид с верху; г) – вид снизу с расположенными под углом двумя щелевыми распылителями для горизонтальной подачи плоских факелов распыла во внутреннюю область воздушной струи, инжектирования и распространения капель к объектам обработки с увеличенной шириной захвата

1 – патрубок; 2 – усеченный сходящийся конический насадок; 3 – конус;
4 – секущая плоскость; 5 – переключки для обеспечения постоянного сечения плоского сопла; 6 – кронштейн для крепления распылителя.
7 – щелевой распылитель

Рис. 1. Общий вид пневмогидравлического устройства

Скорость воздушного потока на оси основного участка струи $u_{\max}$, в зависимости от скорости струи в начальном сечении плоского сопла u_0 и расстояния x , определяется по формуле [3].

$$u_{\max} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{\delta_0} + 0,41}} u_0, \quad (1)$$

где u_0 – скорость воздушного потока в начальном сечении сопла, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$;
 $u_{\max}$ – скорость воздушного потока на оси основного участка струи, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$;
 x – расстояние от начального сечения струи, м ;
 δ_0 – половина толщины сопла, м ;
 $a \approx 0,09 \div 0,12$ – коэффициент структуры струи.

В соплах происходит расширение рабочего воздуха, сопровождающееся уменьшением давления с одновременным увеличением скорости рабочего тела [4]. При малых скоростях истечения (меньше скорости звука) уменьшение внешнего давления передается по струе воздуха внутрь сопла и приводит к перераспределению давления в сопле. В результате этого давление в выходном сечении сопла уменьшается до значения внешнего давления, а скорость исте-

чения соответственно возрастает. Скорость истечения газа из сопла, согласно литературным данным [5], определяется следующим уравнением

$$w_2^2 = w_1^2 - 2g \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad (2)$$

где w_1 – начальная скорость газа перед соплом, м·с⁻¹;

w_2 – скорость газа на выходе из сопла, м·с⁻¹;

g – ускорение свободного падения, м·с⁻²;

p_1 – давление газа во входном сечении сопла, Па (1 Па = Н/м²);

p_2 – давление газа на выходе из сопла, Па (= атмосферному 98066,5 Па);

Между удельным объемом воздуха v_1 и его удельным весом γ (равным весу 1 м³ данного вещества) существует соотношение:

$$v_1 = \frac{1}{\gamma}. \quad (3)$$

Удельный вес γ , Н/м³, равен произведению плотности ρ , кг/м³, на ускорение свободного падения g , м/с². Где t_1 – температура газа во входном сечении сопла, °С; t_2 – температура на выходе из сопла, °С.

Стационарное течение газа через сопло переменного сечения рассматривают в предположении, что теплообмена между окружающей средой и текущим газом нет (адиабатическое течение), силы трения отсутствуют, а «технической» работы движущийся газ не совершает. Такое течение газа называется изоэнтропическим. При изоэнтропическом течении давление и удельный объем газа связаны уравнением адиабаты $p \cdot v^k = \text{const}$ и интеграл $-\int_{p_1}^{p_2} v dp$ имеет вид

$$-\int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (4)$$

После подстановки значения интеграла $-\int_{p_1}^{p_2} v dp$ в уравнение (1), скорость газа w_2 на выходе из сопла представляется следующим выражением

$$w_2 = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + w_1^2}, \quad (5)$$

Для секундного расхода газа G , кг/с, выражение имеет вид

$$G = \frac{w_2 \Omega_2}{v_2}, \quad (6)$$

где Ω_2 – поперечное сечение сопла, м².

Конструкция сопла пневматической части пневмогидравлического устройства (рис. 1) составляет определенный сектор круговой области, получающийся при вращении прямоугольных трапеций вокруг оси пневмогидравлического устройства. Схема пневматической части пневмогидравлического устройства и начального участка $x_n = O'C$ плоской воздушной струи приведена на рис. 2.

Рис. 2. Схема пневматической части пневмогидравлического устройства и начального участка x_n плоской воздушной струи

На схеме (рис. 2) экспериментальные размеры пневматической части пневмогидравлического устройства и выходящей из плоского сопла начального участка x_n свободной воздушной струи имеют следующие обозначения и значения: x_0 – полюс; $OA = 19$ см – радиус основания усеченного конуса; $O_2K = 17,5$ см – радиус основания конуса; AK – ширина плоского сечения сопла устройства = 3 см; $AO' = O'K = \delta_0 = 1,5$ см.

Площадь боковой поверхности усеченного конуса пневмогидравлического устройства (при отсутствии секущей плоскости, показанной на рисунке 1), полученная в результате вращения боковой границы AK прямоугольной трапеции $OAKO_2$ вокруг оси OO_2 (рисунок 2) определяется по уравнению

$$S_{\text{бок. пов. ус. кон.}} = \pi(OA + O_2K)\delta_0 = 3,14(19 + 17,5)1,5 = 343,83 \text{ см}^2$$

Определение площади сопла пневматической части пневмогидравлического устройства осуществляется в соответствии со схемой, приведенной на рис. 3.

Площадь сопла составляет определенную часть от боковой поверхности усеченного конуса пневмогидравлического устройства.

На схеме (Рисунок 3)

$$\sin \angle OAC = \frac{OC}{OA} = \frac{8,5}{19,0} = 0,4474; \angle OAC = 26,5^\circ; \angle AOB = 127^\circ;$$

$$\sin \angle OA'C = \frac{OC}{OA'} = \frac{8,5}{17,5} = 0,4857; \angle OA'C = 29^\circ; \angle A'OB' = 122^\circ$$

Дуга $A'\ddot{B}'$, образованная основанием сектора усеченного конуса пневматической части пневмогидравлического устройства, равна

$$A'\ddot{B}' = 360^\circ - 127^\circ = 233^\circ; 233^\circ \cdot 100\% / 360^\circ = 64,72\%$$

Дуга $\ddot{AB}$, образованная основанием сектора конуса пневматической части пневмогидравлического устройства, равна

$$AB = 360^\circ - 122^\circ = 238^\circ; 238^\circ \cdot 100\% / 360^\circ = 66,11\%$$

Среднее значение дуги по окружности сектора сопла пневмогидравлического составляет

$$A'\ddot{B}' + AB / 2 = 64,72\% + 66,11\% / 2 = 65,42\%$$

1 – основание усеченного конуса пневмогидравлического устройства;
2 – основание конуса пневмогидравлического устройства; 3 – окружность патрубка пневмогидравлического устройства; $OA = OB = 19,0$ см – радиус основания усеченного конуса; $OA' = OB' = 17,5$ см – радиус основания конуса; $OC = 8,5$ см – радиус патрубка

Рис. 3. Схема пневматической конструкции пневмогидравлического устройства (вид сверху) для определения площади сопла

Площадь сопла пневмогидравлического устройства равна:

$$S_{\text{сопл.устр.}}(\Omega_2) = (S_{\text{бок.пов.ус.кон}} \text{ м}^2 \cdot 65,42 \text{ \%}) / 100 \text{ \%}) = 225 \text{ см}^2 = 2,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

После подстановки выражения для скорости воздуха w_2 на выходе из сопла (5) в уравнение (6) и замены удельного объема газа v_2 на выходе из сопла через $v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$, секундный расход воздуха G , кг·с⁻¹ представляется выражением [5]

$$G = \Omega_2 \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] + \frac{w_1^2}{v_1^2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}}} \quad (7)$$

При докритическом режиме течения, при котором скорость w_2 истечения воздуха из сопла меньше критической скорости $w_{\text{кр}} = c_2$, а давление воздуха p_2 выходном сечении сопла больше критического давления истечения $p_{\text{кр}}$ и равно давлению внешней среды p' , в которую происходит истечение, т.е. $p_2 = p' > p_{\text{кр}}$. Так как $p_{\text{кр}} = \beta p_1$, то учеными получено следующее условие существования докритического режима истечения (для случая $w_1 = 0$): $p_1 < p' / \beta$, т.е. докритический режим истечения имеет место при начальных давлениях газа, не превышающих давления среды, в которую происходит истечение в $1/\beta$ раз (т.е., примерно, в 2 раза). При докритическом режиме истечения происходит полное расширение воздуха от начального давления p_1 до внешнего давления p' . Поэтому, чтобы получить формулы для скорости истечения и секундного расхода

газа, в уравнения (5) и (6) нужно подставить вместо давления p_2 в выходном сечении сопла равное ему давление p' внешней среды. Соответственно этому скорость истечения газа из сопла w_2 , м/с, и секундный расход воздуха G , м³/с, при докритическом режиме течения в случае $w_1 = 0$ представляются уравнениями (8) и (9) [5]:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (8)$$

$$G = \Omega_2 \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (9)$$

Приведенные уравнения (8) и (9) для w_2 и p_2 относятся к идеальным газам. В случае реальных газов отношение скорости истечения w_2 действительного адиабатического процесса (обмен теплом между движущимся газом и окружающей средой не происходит) к скорости истечения $w_{2 \text{ теор}}$ идеального процесса, происходящего в том же самом интервале давлений p_1 и p_2 , называется коэффициентом скорости φ [5]:

$$\varphi = \frac{w_2}{w_{2 \text{ теор.}}} \quad (10)$$

Аналогичное выражение должно быть и для коэффициента расхода μ применительно к секундному расходу газа G .

Коэффициенты скорости φ и расхода μ газа различны для разных сопел, значения которых берутся из опыта [6, 7]. Все коэффициенты истечения (α , φ , μ) для конического насадка зависят от угла конусности θ [6, 7]. Опытные данные исследователей показывают, что в коническом сходящемся насадке коэффициент скорости φ все время возрастает с увеличением этого угла; коэффициент же расхода сначала увеличивается, достигая наибольшего значения $\mu = 0,946$ при угле конусности $\theta = 13^\circ$, а затем начинает убывать [6].

Средние значения коэффициентов истечения (определенные для воды) для конического сходящегося насадка ($\theta = 13^\circ 24'$) равны: $\varphi = 0,963$; коэффициент сжатия струи $\alpha = 0,982$; $\mu = 0,946$ [7].

Таблица 1. Средние скорости истечения w_2 , м/с, из сопла пневматической части пневмогидравлического устройства и расходы воздушного потока G , м³ с⁻¹, в зависимости от создаваемого давления перед соплом p_1 , Па, (в пределах от 100 до 900 Па) при коэффициентах истечения: $\varphi = 0,963$ и $\mu = 0,946$

Наименование показателя	Значение показателя								
p_1 , Па	100	200	300	400	500	600	700	800	900
w_2 , м/с	12,92	18,23	22,21	25,76	28,80	31,55	34,10	36,44	38,66
w_2 , м/с $\times\varphi$	12,44	17,56	21,39	24,81	27,73	30,38	32,84	35,09	37,23
G , м ³ ·с ⁻¹	0,29	0,41	0,50	0,58	0,65	0,70	0,77	0,81	0,86
G , м ³ с ⁻¹ $\times\mu$	0,27	0,39	0,47	0,55	0,61	0,66	0,73	0,77	0,81

Расчетные данные скоростей воздушного потока w_2 , м/с, из сопла пневматической части пневмогидравлического устройства (Рисунок 1) и расходов воздуха G , м³ с⁻¹, в зависимости от создаваемого давления перед соплом p_1 , Па, при коэффициентах истечения: $\varphi = 0,963$ и $\mu = 0,946$, приведены в таблице 1.

Приведенные в таблице 1 расчетные значения начальной скорости истечения w_2 и расхода воздушного потока G в зависимости от создаваемого давления воздуха являются исходными данными для расчета воздухораспределительных систем с различным количеством пневмогидравлических устройств и соответствующей шириной захвата опрыскивателя. Расчеты воздухораспределительной системы с различным количеством пневмогидравлических устройств позволят определить производительность вентилятора применительно к разрабатываемой модификации штангового опрыскивателя растений.

Список литературы:

1. Патент на полезную модель 138902, МПК Пневмогидравлический распылитель растворов пестицидов / Киреев И.М., Коваль З.М.; заявители и патентообладатели Киреев И.М. (RU), Коваль З.М. (RU). № 2013107260; заявл. 19.02.2013; опубл. 27.03.2014, Бюл. № 9. 3 с.
2. Киреев И.М., Коваль З.М. Экспериментальный образец опрыскивателя растений с пневмогидравлическими устройствами // Science and Education. 2014. № 14. С. 78-84.
3. Абрамович, Г.Н. Турбулентные свободные струи жидкости и газа. М.: Госэнергоиздат, 1948. 288 с.
4. Новиков И.И., Зайцев В.М. Термодинамика в вопросах и ответах. М.: Госкомиздат, 1961. 144 с.
5. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М.: Государственное энергетическое изд-во, 1962.
6. Рабинович Е.З. Гидравлика: изд. 4-е стереотипное. М.: Государственное изд-во физико-математической л-ры, 1963. 408 с.
7. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). М.: Стройиздат, 1975. 323 с.

References:

1. The Patent for useful model 138902, MPC Air- hydraulic atomizer solutions of pesticides / Kireev I.M., Koval Z.M.; declare whether the patentees Kireev, I. M. (RU), Koval, Z M (RU). № 2013107260; Appl. 19.02.2013; publ. 27.03.2014, bull. № 9. 3 p.
2. Kireev I.M., Koval Z.M. Experimental sample sprayer plants with an air- hydraulic device // Science and Education. 2014. № 14. Pp. 78-84.
3. Abramovich G.N. Turbulent free jet of liquid and gas. M.: Gosenergoizdat, 1948. 288 p.
4. Novikov I.I., Zaitsev V.M. Thermodynamics questions and answers. M.: Goskomizdat, 1961. 144 p.
5. Vukalovich M.P., Novikov I.I. Engineering thermodynamics. M.: State energy publishing house, 1962.
6. Rabinovich E.Z. Hydraulics ed. 4th stereotypical, state publishing house of physical and mathematical l-ry. M., 1963. 408 p.
7. Altshul A.D., Kisselev P.G, Hydraulics and aerodynamics (fundamentals of fluid mechanics). M.: Stroiizdat, 1975. 323 p.

© 2014, Коваль З.М.

Технологические характеристики
пневмогидравлического распылителя для
разработки штанговых опрыскивателей растений

© 2014, Koval Z.M.

Technological characteristics of air-hydraulic atomizer
for develop boom sprayers plants