

ПОДБОР ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВСТРЯХИВАТЕЛЯ ПЛОДОВ

ЕЛИСЕЕВ Михаил Семенович, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ВАСИЛЬЧИКОВ Валентин Владимирович, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ЛЕОНТЬЕВ Алексей Алексеевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

МАРАДУДИН Алексей Максимович, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ПЕРЕТЯТЬКО Андрей Владимирович, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

В статье приведена методика подбора осевого вентилятора для встряхивателя плодов пневматического типа. На основании конструктивной схемы пневматического встряхивателя и вводных параметров его работы (скорости воздушного потока на выходе из сопла и размеров кроны обрабатываемых деревьев) определены характеристики вентилятора (производительность, создаваемое давление, потребляемая мощность). Рекомендована марка подходящего серийно выпускающегося вентилятора.

Введение. Применение воздушного потока для съема плодов при бесконтактном воздействии на крону деревьев является перспективной задачей, чем обусловлена актуальность разработки пневматического встряхивателя. В этом случае для подбора основного рабочего органа – осевого вентилятора, необходимы расчеты его основных параметров: производительности Q_v , м³/ч; давления P_v , создаваемого колесом вентилятора, Па; мощности N_v , необходимой на привод, кВт.

Методика исследований. Общая методика исследований включает в себя разработку алгоритма подбора осевого вентилятора для встряхивателя плодов пневматического типа. Теоретические исследования проводились на основе известных законов и методов классической механики, математического анализа и гидравлики [1, 2]. В результате определены основные параметры осевого вентилятора: производительность; давление, создаваемое колесом вентилятора; мощность, необходимая на привод.

Результаты исследований. На рис. 1 представлена конструктивная схема пневматического встряхивателя.

Входными данными для расчета будут служить скорость воздушного потока на выходе из сопла встряхивателя $v = 45$ м/с и средний диаметр кроны плодовых деревьев $d_k = 5$ м.

Производительность вентилятора определим по формуле [4]:

$$Q_v = 3600Q', \quad (1)$$

где Q' – объемный расход воздуха, м³/с.

$$Q' = vS_c, \quad (2)$$

где v – скорость воздушного потока на выходе из сопла, м/с; S_c – площадь выходного сечения сопла, м².

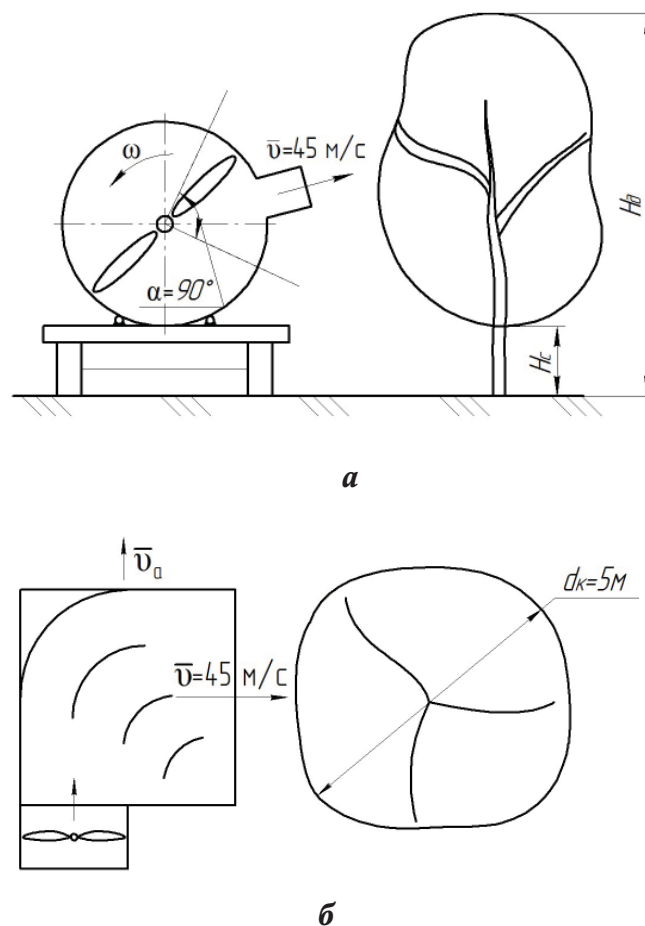


Рис. 1. Конструктивная схема пневматического встряхивателя: а – вид сбоку; б – продольный разрез





Так как сопло имеет прямоугольную форму, то $S_c = ab$, где a и b – высота и ширина сопла соответственно, м.

Из расчета $S_c = 0,42 \text{ м}^2$, тогда $Q' = 45 \cdot 0,42 = 18,9 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$Q_b = 18,9 \cdot 3600 = 68040 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Давление P_b , создаваемое колесом вентилятора, Па, будет равно:

$$P_b = \rho v^2/2, \quad (3)$$

где ρ – плотность среды (при 15°C для воздуха $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$).

$$P_b = (1,225 \cdot 45^2)/2 = 1240,31 \text{ Па}.$$

Мощность, необходимая на привод вентилятора, определится из выражения [4]:

$$N_b = \frac{Mgh}{1000\eta}, \quad (4)$$

где M – массовая подача воздуха, кг/с; g – ускорение свободного падения, м/с; H – напор, м; η – полный КПД вентилятора.

$$M = \rho Q'; \quad (5)$$

$$H = \frac{P_b}{\rho g}. \quad (6)$$

На основании выражения (3) формула (6) примет следующий вид:

$$H = \frac{v^2}{2g}; \quad (7)$$

$$H = 45^2/(2 \cdot 9,81) = 103,21 \text{ м}.$$

Полный КПД вентилятора найдем по формуле

$$\eta = \eta_b \eta_n, \quad (8)$$

где η_b – КПД вентилятора, $\eta_b = 0,9$; η_n – КПД подшипников, $\eta_n = 0,95$.

$$\eta = 0,9 \cdot 0,95 = 0,855.$$

На основании формул (2), (5) и (7) выражение (4) примет следующий вид:

$$N_b = \frac{v^3 \rho S_c}{2000\eta}; \quad (9)$$

$$N_b = \frac{45^3 \cdot 1,225 \cdot 0,42}{2000 \cdot 0,855} = 27,42 \text{ кВт}.$$

Таким образом, требуется подобрать осевой вентилятор со следующими конструктивными параметрами: $Q_b = 68040 \text{ м}^3/\text{ч}$ (или $18,9 \text{ м}^3/\text{с}$); $P_b = 1240,31 \text{ Па}$; $N_b = 27,42 \text{ кВт}$.

Под данное описание подходит серийно выпускающийся вентилятор ВО-13-284-12К/45-1 ОДУ $N_b = 37 \text{ кВт}$, $P_b = 1420-1135 \text{ Па}$, $Q_b = 15,1-21,6 \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 1470 \text{ мин}^{-1}$, $m = 490 \text{ кг}$, типоразмер электродвигателя 200М4.

Вышеприведенные расчеты выполнены без

учета гидравлических сопротивлений пневматической системы встряхивателя.

Потери давления Δp на преодоление какого-либо гидравлического сопротивления выражаются как функция неизменной для данного канала величины расхода Q . При этом гидравлическое сопротивление z вводится как коэффициент пропорциональности в связывающем вышеописанные величины законе Адкинсона [3]:

$$\Delta p_i = z_i Q^2, \quad (10)$$

где Δp_i – потери давления в i -м элементе пневматической системы, z_i – гидравлическое сопротивление i -го элемента.

Путевые и местные сопротивления могут быть найдены по формулам [3]:

$$z_n = \frac{\xi \rho l}{2S^2 d_r}, \quad (11)$$

$$z_m = \frac{\zeta \rho}{2S^2}, \quad (12)$$

где z_n и z_m – путевое и местное сопротивление соответственно кг/м^7 ; l и d – длина и гидравлический диаметр элемента, м; S – площадь проходного сечения, м^2 ; ρ – плотность среды, кг/м^3 ; ξ – коэффициент путевых потерь трения, зависящий от числа Re ; ζ – коэффициент местных потерь трения, не являющийся функцией Re .

Так как пневматическая система имеет сравнительно малую протяженность, путевыми сопротивлениями можно пренебречь.

Для дополнительного увеличения аэродинамического давления встряхивателя необходима установка разделительных пластин в корпусе вентилятора, способствующих более равномерному распределению воздушного потока. При этом воздушный поток разделяется на несколько частей, встречая первое местное сопротивление.

Примем число разделительных пластин равным 3. Тогда воздушный поток делится на четыре части. Примем также, что площади поперечных сечений каналов, полученных разделительными пластинами, равны между собой:

$$S_k = \frac{1}{4} S_b = \frac{\pi d_b^2}{16},$$

где S_k – площадь поперечного сечения канала, м^2 ; S_b – площадь поперечного сечения вентилятора, м^2 ; d_b – диаметр вентилятора, м.

$$S_b = (3,14 \cdot 1^2)/4 = 0,785 \text{ м}^2; S_k = 0,785/4 = 0,196 \text{ м}^2.$$

При изменении площади поперечного сечения потока с величины S_1 до S_2 коэффициент местного сопротивления может быть определен по следующим формулам [3]:
при расширении потока:

$$\zeta_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (13)$$

при сужении потока:

$$\zeta_c = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \quad (14)$$

$$\zeta_c = 0,5 \left(1 - \frac{S_k}{S_b}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{1}{4}\right) = 0,375.$$

Местное сопротивление при вхождении воздуха в каналы будет равно:

$$z_c = \frac{\zeta_c \rho}{2S_k^2} = \frac{0,375 \cdot 1,225}{2 \cdot 0,196^2} = 5,979 \text{ кг/м}^7.$$

Каналы плавно поворачивают на 90° , при этом коэффициент местного сопротивления $\zeta_{п.к} = 1,2$.

Местное сопротивление при этом составит:

$$z_{п.к} = \frac{\zeta_{п.к} \rho}{2S_k^2} = \frac{1,2 \cdot 1,225}{2 \cdot 0,196^2} = 19,133 \text{ кг/м}^7.$$

Суммарное сопротивление воздуха при прохождении каналов может быть найдено по формуле [3]:

$$\frac{1}{\sqrt{z_k}} = \sum_{i=1}^4 \frac{1}{\sqrt{z_c + z_{п.к}}}. \quad (15)$$

Преобразовав формулу (15) и подставив ранее найденные сопротивления, получим:

$$z_k = \frac{z_c + z_{п.к}}{16} = \frac{5,979 + 19,133}{16} = 1,57 \text{ кг/м}^7.$$

На выходе из каналов воздушная струя встречает еще одно сопротивление – круглый канал вентилятора площадью $S_b = 0,785 \text{ м}^2$ соединяется с соплом прямоугольного сечения площадью $S_c = 0,42 \text{ м}^2$.

Из соотношения площадей S_b и S_c видно, что канал сужается, поэтому местное сопротивление будет равно [3]:

$$z_{м.с} = \frac{\rho}{4S_c^2} \left(1 - \frac{S_c}{S_b}\right); \quad (16)$$

$$z_{м.с} = \frac{1,225}{4 \cdot 0,42^2} \left(1 - \frac{0,42}{0,785}\right) = 0,81 \text{ кг/м}^7.$$

Суммарное гидравлическое сопротивление пневматической системы будет равно:

$$z_\Sigma = z_k + z_{м.с} = 1,57 + 0,81 = 2,38 \text{ кг/м}^7.$$

Потери давления в пневматической системе составят:

$$\Delta p = z_\Sigma Q^2 = 2,38 \cdot 18,9^2 = 850,16 \text{ Па}.$$

Требуемое давление, создаваемое вентилятором, будет равно:

$$P_\Sigma = P_b + \Delta p = 1240,31 + 850,16 = 2090,47 \text{ Па}.$$

Мощность, потребляемая вентилятором, с учетом потерь давления в пневматической системе составит:

$$N'_b = \frac{Q'(\rho_b + \Delta p)}{1000\eta}; \quad (17)$$

$$N'_b = \frac{18,9(1240,31 + 850,16)}{1000 \cdot 0,855} = 46,21 \text{ кВт}.$$

Таким образом, параметры осевого вентилятора с учетом потерь давления в пневматической системы следующие:

$$N_b = 46,21 \text{ кВт};$$

$$P_b = 2090,47 \text{ Па};$$

$$Q_b = 68040 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ (или } 18,9 \text{ м}^3/\text{с}).$$

Под данное описание подходит серийно выпускающийся вентилятор ВО-13-284-12К/45-НА-СА-10ДУ $N_b = 55 \text{ кВт}$, $P_b = 2000-1645 \text{ Па}$, $Q_b = 18,2-26,1 \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 1475 \text{ мин}^{-1}$, $m = 635 \text{ кг}$, типоразмер электродвигателя 225М4.

Заключение. При отсутствии электрической сети в зоне работы пневматического встряхивателя предлагается для привода вентилятора использовать дизельный четырехтактный двигатель Д-144 с воздушным охлаждением (номинальная мощность 50 л.с., скорость вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 205 Н·м) от трактора Т-40.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марадудин А.М., Загоруйко М.Г., Леонтьев А.А. Теоретический расчет устройства для сбора соломы с поверхности поля при вертикальном мульчировании // Международный научно-исследовательский журнал. – 2015. – № 11(42). – Ч. 6. – С. 73–76.
2. Обоснование конструктивно-кинематических параметров питающего устройства / М.С. Елисеев [и др.] // Аграрный научный журнал. – 2017. – № 9. – С. 50–56.
3. Сипайлов Г.А., Санников Д.И., Жадан В.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах: учебник для вузов по специальности «Электромеханика». – М.: Высш. шк., 1989. – 239 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – М.: Энергия, 1977. – 424 с.

Елисеев Михаил Семенович, д-р техн. наук, проф. кафедры «Математика, механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Васильчиков Валентин Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Математика, механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Леонтьев Алексей Алексеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Математика, механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Марадудин Алексей Максимович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Математика, механика и ин-



женерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Перетяtko Андрей Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Математика, механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-63.

Ключевые слова: вентилятор; пневматический встряхиватель; давление; воздушный поток; гидравлическое сопротивление.

AXIAL FAN SELECTION FOR PNEUMATIC FRUIT SHAKER

Eliseev Mikhail Semenovih, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Mathematics, Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Vasylchikov Valentin Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Mathematics, Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Leontyev Aleksey Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Mathematics, Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Maradudin Aleksey Maksimovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Mathematics, Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian Uni-

versity named after N.I. Vavilov. Russia.

Peretyatko Andrey Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Mathematics, Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Keywords: fan; pneumatic shaker; pressure; air flow; hydraulic resistance.

The article describes a method for an axial fan selection for a pneumatic fruit shaker. Based on the design of the pneumatic shaker and the input parameters of its operation (air flow rate at the nozzle exit and the crown size of the treated trees), the fan characteristics (capacity, generated pressure, and power consumption) are determined. The brand of suitable commercially available fan is recommended.

УДК 631.313.02

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСОБРАЗНОСТИ УПРОЧНЕНИЯ ЗУБЬЕВ БОРОН РУЧНОЙ НАПЛАВКОЙ

КРУПИН Александр Евгеньевич, Нижегородский государственный инженерно-экономический университет

В статье представлен алгоритм по обоснованию целесообразности упрочнения зубьев борон наплавкой и результаты его реализации. В частности, руководствуясь существующими методиками, предлагается определить стоимость материалов, заработную плату рабочего, проводящего наплавку, затраты электроэнергии на наплавку, а также накладные расходы в расчете на один зуб бороны, упрочненный предлагаемым способом. Определено количество наплавленных зубьев борон и зубьев без упрочнения, которые потребуют замены при переходе в предельное состояние. Опираясь на полученные результаты выявлена экономия затрат на покупку зубьев, требующих замены, в течение года на одну борону и в целом по предприятию.

Введение. Растущая потребность в инновациях и повышение спроса на них должны обеспечить преодоление разрыва между наукой и производством [1, с. 110]. Известно, что для обеспечения разработки, производства и освоения каких-либо нововведений обязательно требуются денежные вложения [2, с. 132]. Их количество должно быть оправдано и четко согласовано с получаемой при этом экономией. Тем самым должны учитываться требуемые капиталовложения и срок их окупаемости. В нашем случае затраты будут связаны с мероприятиями, направленными на повышение долговечности зубьев борон. Зубья борон отечественного производства зачастую имеют более низкую долговечность по сравнению с аналогами зарубежного производства, что предопределяет разработку различных способов повышения ресурса этих деталей. К тому же в условиях импортозамещения обеспечение

эффективности работы становится особенно актуальным [5, с. 96].

Известно, что малоценные и быстроизнашивающиеся детали, применяемые в конструкции сельскохозяйственных машин, могут оказывать негативное влияние на такие показатели надежности, как ресурс, срок службы, коэффициент технической готовности техники и др. К деталям такого плана следует отнести и рабочие органы зубовых борон. Ранее нами было предложено упрочнение их ручной наплавкой [4]. На основании существующих рекомендаций [3, 7, 8] были выявлены факторы, оказывающие наибольшее влияние на износостойкость зубьев и определены их оптимальные значения. Следующим этапом является определение экономической эффективности применения предлагаемого способа упрочнения зубьев борон.

