

УДК 631.331

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ПИТАТЕЛЕЙ ЭЖЕКТОРНОГО ТИПА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВЫСЕВАЮЩИХ СИСТЕМ

Лепёшкин Н.Д., Медведев А.Л., Салапура Ю.Л.
(НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)

В статье рассмотрены основные теоретические зависимости, которые положены в основу расчёта параметров питателей эжекторного типа для пневматических высевающих систем группового дозирования зернотуковых сеялок.

Введение

В технологическом процессе возделывания зерновых культур посев является одной из основных операций наряду с обработкой почвы и уборкой урожая. От своевременности и качества проведения сева зависит урожайность возделываемых культур.

Сев должен проводиться в сжатые и оптимальные для данной культуры агросроки. Этого можно добиться при использовании высокопроизводительной широкозахватной техники, совмещающей операции обработки почвы и посева. Поэтому последние годы всё большее применение для посева зерновых культур находят сеялки и почвообрабатывающе-посевные агрегаты с пневматическими высевающими системами, где в качестве транспортирующей среды выступает воздушный поток.

Однако основной трудностью при проектировании пневматических высевающих систем является процесс ввода посевного материала в транспортирующий поток с избыточным давлением до 5 кПа. Реализация этого процесса является довольно сложной технической задачей. Применяемые в настоящее время в пневматических системах высева отечественных и зарубежных посевных машин устройства для ввода посевного материала конструктивно представляют собой эжекторы. Однако применение их при одновременном высева семян и удобрений затруднительно вследствие повышенной концентрации материала в сети, недостаточной производительности и довольно низкого КПД. Повышение значений этих показателей эжекторных питателей позволяет избежать пульсации в системе и, следовательно, повысить равномерность распределения посевного материала по площади поля.

Цель работы – определить основные теоретические зависимости для расчёта параметров эжекторных питателей, применяемых в пневматических высевающих системах группового дозирования.

Основная часть

Проектирование питателя эжекторного типа сводится к определению основных геометрических параметров его проточной части, что позволяет при заданных начальных параметрах воздушного потока на входе в питатель обеспечить транспортирование полидисперсной материало-воздушной смеси требуемой концентрации с необходимой скоростью, которая оказывает существенное влияние на процесс распределения материала.

Принцип действия эжекторного питателя основан на преобразовании статического давления в динамическое, что позволяет создавать в месте ввода материала статическое давление, равное атмосферному или несколько ниже, и на обратном преобразовании динамического давления в статическое для транспортирования материала [1, с.79-83].

Принципиальная схема питателя эжекторного типа представлена на рисунке 1.

Работа данного эжектора подчиняется уравнению Бернулли. Если пренебречь потерями, оно примет вид

$$P_1 + \frac{\rho_B w_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho_B w_2^2}{2} = P_3 + \frac{\rho_B w_3^2}{2}, \quad (1)$$

где w_1 , w_2 и w_3 – скорость воздушного потока в сечениях 1–1, 2–2 и 3–3 соответственно;

P_1 , P_2 и P_3 – статическое давление в сечениях 1-1, 2-2 и 3-3 соответственно;

ρ_B – плотность воздуха.

Для надёжной работы эжекторного питателя необходимо, чтобы статическое давление в месте ввода материала в питатель было равно атмосферному ($P_2 = 0$) или несколько ниже, тогда выражение (1) получит следующий вид

$$P_1 + \frac{\rho_B w_1^2}{2} = \frac{\rho_B w_2^2}{2} = P_3 + \frac{\rho_B w_3^2}{2}. \quad (2)$$

Из выражения (2) следует, что в сечении 2-2 концентрируется полная энергия воздушного потока, которую можно выразить динамическим давлением. Это обстоятельство очень важно при проектировании питателя. Для предотвращения выброса воздуха через загрузочную горловину необходимо равенство динамического давления в смесительной камере и полного сопротивления материалопровода. Если сопротивление материалопровода будет больше динамического давления, то происходит выбрасывание подаваемого материала через загрузочную горловину. Преобладание динамического давления обеспечивает лучшие условия для загрузки материала, так как возникает подсос воздуха через загрузочную горловину [2, с.28]. Поэтому для обеспечения надёжности работы системы необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$\frac{\rho_B w_2^2}{2} \geq \Delta P_{2-3} + \Delta P_0, \quad (3)$$

где ΔP_{2-3} – потери давления на участке 2-3;

ΔP_0 – сопротивление материалопровода.

Следующим важным аспектом является то, что статическое давление P_3 затрачивается на преодоление сопротивления в материалопроводе при перемещении материала [1, с.80]. На основании этого можно записать следующее неравенство

$$P_3 \geq \Delta P_0. \quad (4)$$

Так как в существующих эжекторных питателях потери являются значительными, пренебрегать которыми нельзя при проектировании, уравнение Бернулли с учётом потерь примет вид

$$P_1 + \frac{\rho_B w_1^2}{2g} = P_2 + \frac{\rho_B w_2^2}{2g} - \Delta H_1 = P_3 + \frac{\rho_B w_3^2}{2g} - \Delta H_2, \quad (5)$$

где ΔH_1 – потери в конфузоре;

ΔH_2 – потери в диффузоре.

Потери в конфузоре ΔH_1 складываются из потерь воздушного потока на трение в каналах. Конфузор представляет собой канал конической формы, которая наиболее целесообразна при невысоких скоростях воздушного потока. Для создания более однородного поля скоростей и давлений в рабочей части на выходе из конфузора существенное значение имеет не только степень поджатия конфузора и его длина, но и форма образующих [3, с.138]. В свою очередь, работа диффузора питателя очень чувствительна к равномерности и однородности поля скоростей на входе [4]. Так неравномерность поля скоростей на входе в питатель может увеличить потери в диффузоре до 75% [5, с.94-98].

Потери в диффузоре ΔH_2 складываются из потерь на трение воздуха о стенки канала и потерь на расширение потока, которые значительно превосходят потери на трение. В диффузоре помимо движения воздушного потока происходит разгон материала до скорости транспортирования, интенсивность которого оказывает существенное влияние на весь процесс транспортирования. Особенно важное значение это имеет для горизонтальных материалопроводов. Так как в диффузоре помимо воздуха движется и транспортируемый материал, то часть энергии воздушного потока затрачивается и на трение частиц материала о стенки канала.

Потери ΔH_1 и ΔH_2 зависят как от начальных параметров воздушного потока в сечении 1-1, так и от геометрических параметров проточной части питателя, в частности от угла сужения конфузора и угла расширения диффузора.

В свою очередь, производительность (пропускная способность) питателя зависит от его расходных характеристик, так как именно от расхода и скорости воздуха зависит возможная концентрация материаловоздушной смеси. При заданной производительности питателя по материалу Q_M и выбранной концентрации смеси μ необходимый расход воздуха определяется по формуле [6]

$$Q_B = \frac{Q_M}{\mu \rho_B}, \quad (6)$$

где Q_M – подача материала, кг/с.

Скорость воздушного потока, необходимая для транспортирования материала по горизонтальному трубопроводу, определяется по полученному во ВНИИЗ [7] выражению

$$w = \kappa(10,5 + 0,57w_{\text{ВИТ}}), \quad (7)$$

где $w_{\text{ВИТ}}$ – скорость витания частиц, м/с.

κ – коэффициент запаса, $\kappa = 1,2 \dots 1,25$.

Скорость витания частиц материала в свободном воздушном потоке и в ограниченном пространстве имеет отличия. Для определения скорости витания частиц в стеснённых условиях может быть использована формула В.А. Успенского

$$w_{\text{ВИТ}} = 0,8 \sqrt{\frac{8gd_q(\rho_M - \rho_B)}{3\kappa\rho_B} \left[1 - \left(\frac{d_q}{D} \right)^2 \right]}$$

где d_q – диаметр частицы, м;

D – диаметр транспортного материалопровода, м;

ρ_M – плотность транспортируемого материала, кг/м³.

Исходя из заданного диаметра материалопровода и скорости воздуха в нём, расход воздуха можно определить по формуле

$$Q_B = \frac{\pi D^2 w}{4}, \quad (8)$$

где w – скорость воздуха в горизонтальном материалопроводе, м/с.

Приравняв выражения (6) и (8), можно выразить максимальную концентрацию смеси

$$\mu = \frac{4Q_M}{\pi D^2 w \rho_B}. \quad (9)$$

Теоретически количество воздуха G_B , пропускаемое через конфузор можно определить по выражению

$$G_B = \frac{\pi d_1^2}{4} w_2 \rho_B$$

где d_1 – выходной диаметр конфузора, м.

Заключение

В результате проведенных исследований установлены теоретические зависимости режима работы транспортирующей среды от геометрических параметров питателя эжекторного типа, обеспечивающие стабильное перемещение посевного материала в пневматических высевальных системах.

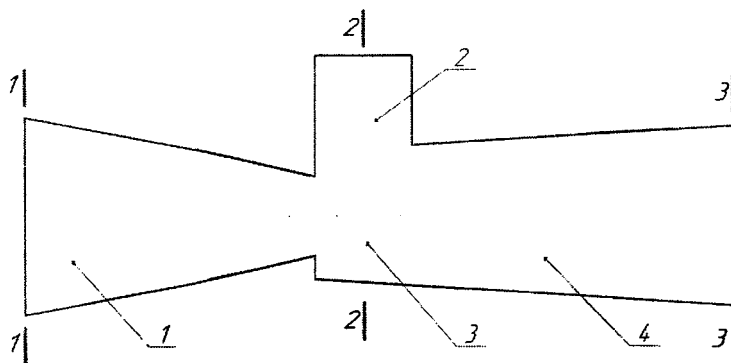


Рисунок 1. Эжекторный питатель:

1 – конфузор; 2 – загрузочная горловина; 3 – приемная камера; 4 – диффузор

Литература

1. Дорфман, М.Х. Пневматический транспорт зерна и продуктов его переработки / М.Х. Дорфман. – Москва: Хлебоиздат, 1960. – 232 с.
2. Пономарёв, В.М. Пневматический транспорт в строительстве. Учеб. Пособие по курсу «Подъёмно-транспортные машины» для студентов строительных факультетов специальности «Производство строительных изделий и конструкций» / В.М. Пономарёв; Под ред. Цуркона А.Г. – Калинин, 1975. – 107 с.
3. Повх, И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И.Л. Повх. – 3-е изд., перераб. и исправл. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 480 с.
4. Солодкин, Е.Е. К вопросу о влиянии начальной неравномерности потока на характеристики диффузорных каналов / Е.Е. Солодкин, А.С. Гиневский // Промышленная аэродинамика: сб. «Вентиляторы и воздухопроводы» / ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского; под ред. проф. К.А. Ушакова. – Москва: Гос. изд. оборонной промышленности, 1959. – № 12 – С. 168-180.
5. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч.1: Основы механики жидкости и газа; 6-е изд. Стереотип / А.А. Шейпак. – Москва: МГИУ, 2007. – 264 с.
6. Иваненко, В.И. Обоснование параметров рабочих органов пневматической сеялки для внесения твёрдых минеральных удобрений в теплицах: дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01 / В.И. Иваненко. – Глеваха, 1988. – 201 с.
7. Лукашевич, Н.М. Проектирование и расчёт пневмотранспортных устройств и установок для грузов сельскохозяйственного производства / Н.М. Лукашевич. – Горки, 1981. – 84 с.

УДК 621.11.012

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПЛОТНЕНИЯ ТОРФЯНОЙ ПОЧВЫ ХОДОВЫМИ АППАРАТАМИ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Янцов Н.Д. (БГАТУ)

Введение

Одним из основных последствий воздействия ходовых систем машин на почву является ее уплотнение. Уплотнение почвы – это следствие деформационных процессов, вызванных образованием зон напряжений в слоях почвы. Поэтому при математическом моделировании процессов уплотняющего воздействия движителей кормоуборочных машин на торфяно-болотную почву необходимо знать закон изменения напряжений в массиве торфяной почвы, а