

3. Котов А.В. Формирование функциональной математической модели механизма навески с переменными параметрами для энергосредства. Диссертация на соискание степени магистра технических наук. Гомель, 2004.
4. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов. // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Мн., 2007. – С.32-37.

УДК [634.1.055:631.319.4]:632.931

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО РАСПРЕДЕЛЯЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МУЛЬЧИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Жешко А.А. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)

Конструктивные параметры роторного распределяющего рабочего органа машины для внесения мульчирующих материалов существенно влияют на качество формируемой ленты. В статье приведена методика обоснования основных конструктивных параметров роторного распределяющего рабочего органа.

Введение

Основой машины для внесения мульчирующих материалов является серийно выпускающийся в Республике Беларусь кормораздатчик КР-Ф-10, оснащенный дополнительными устройствами: датчиком уровня мульчирующего материала и роторным распределяющим рабочим органом [1, с. 187 – 189].

Датчик уровня обеспечивает согласованную работу продольного и поперечного транспортеров, непрерывную и равномерную подачу мульчирующего материала к ротору и поддерживает на поперечном транспортере необходимую для бесперебойной работы ротора высоту слоя мульчирующего материала. Изменение положения датчика уровня относительно поперечного транспортера по вертикали дает возможность варьировать высоту формируемой ленты в пределах $B=0,12\dots 0,15$ м.

Лопастей ротора захватывают подаваемый поперечным транспортером кормораздатчика материал и отбрасывают его в ленту. Одним из важнейших конструктивных параметров, существенно влияющих на «рассев» материала в ленте является скос лопасти ротора. Точки, принадлежащие скошенной грани, описывают относительно оси вращения ротора окружности, радиусы которых изменяются от минимального r_{min} до максимального r_{max} значений. Кроме того, изменяется рабочая длина лопасти ротора в пределах $l_{min}\dots l_{max}$. Благодаря такому конструктивному решению, каждая лопасть ротора сообщает частицам различные по модулю и направлению скорости.

Целью последующего анализа будет являться нахождение минимального r_{min} и максимального r_{max} радиусов, необходимых для формирования ленты требуемых размеров.

Основная часть

Повернувшись относительно оси вращения на угол β (рисунок 1), лопасть сообщает частице, участвующей в сложном движении, скорость v_{abs} , складывающуюся из относительной v_r и переносной v_T скоростей.

Угол вылета частицы, не попавшей в межлопастное пространство (частицы счесываемой лопастью) определить как:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \chi \quad (1)$$

где χ – угол, который образует лопасть с горизонталью при вхождении в поток материала, подаваемого поперечным транспортером, град.

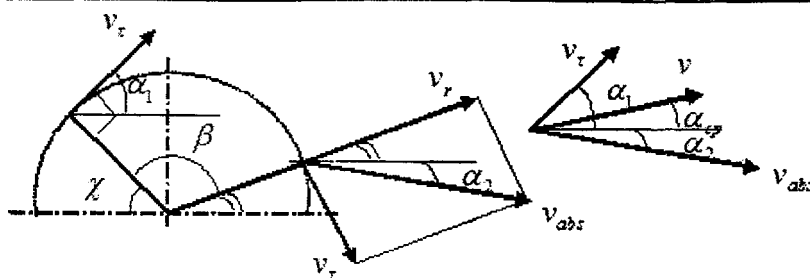


Рисунок 1 – Схема к определению среднего значения угла вылета частиц

Модуль переносной скорости, сообщаемой частице лопастью, определится как:

$$v_r = \omega \cdot r, \quad (2)$$

где r – радиус лопасти ротора, м.

Значение абсолютной скорости частицы, попавшей в межлопастное пространство, можно определить по формуле [2, с. 225]:

$$v_{abs} = \omega r \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} \right)^2}, \quad (3)$$

где φ – угол трения частицы о лопасть ротора, град;

ω – угловая скорость ротора, рад/с.

Дальность полета частицы L , отбрасываемой роторным распределяющим рабочим органом, ориентировочно можно определить по известной формуле

$$L = v^2 \sin 2\alpha / g, \quad (4)$$

где v – скорость вылета частицы, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

α – угол вылета частицы, отсчитываемый от горизонтали, град.

Из формулы видно, что максимальная дальность полета будет достигнута при $\alpha = 45^\circ$, поскольку в этом случае $\sin 2\alpha = 1$. Выброс частиц под углом $\alpha = 45^\circ$ будет осуществляться, если угол между лопастью и горизонталью в момент ее вхождения в поток будет составлять $\chi = 90^\circ - \alpha_l = 45^\circ$ (см. рисунок 1). Поэтому для теоретических расчетов принимаем значение угла входа лопасти в поток $\chi = 45^\circ$. Тогда в соответствии с формулой (1) $\alpha_1 = 45^\circ$.

Угол вылета частицы участвующей в сложном движении, в соответствии с рисунком 1 определится как:

$$\alpha_2 = - \left(\arcsin \frac{v_r}{v_{abs}} - 180^\circ + \chi + \beta \right), \quad (5)$$

тогда среднее значение угла вылета частиц составит:

$$\alpha_{cp} = (\alpha_1 + \alpha_2) / 2. \quad (6)$$

Таким образом, после вычисления по формулам (2) и (3) переносной v_r и абсолютной v_{abs} скоростей, необходимо определить значение угла вылета частицы участвующей в сложном движении α_2 по формуле (5), а затем вычислить среднее значение угла вылета частиц α_{cp} по формуле (6).

Задавшись средним значением угла вылета частиц α_{cp} , можно определить геометрические параметры лопасти, при которых распределяющий рабочий орган будет формировать ленту требуемой формы и размеров. Для вывода аналитических зависимостей рассмотрим процесс разгрузки роторного распределяющего рабочего органа со скошенными лопастями (рисунок 2). При известных геометрических параметрах ленты, частоте вращения ротора, а также среднем значении угла вылета частиц, определенном по формуле (6), можно отыскать такие больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, которые позволят отбрасывать частицы на расстояние L_1 и L_2 соответственно.

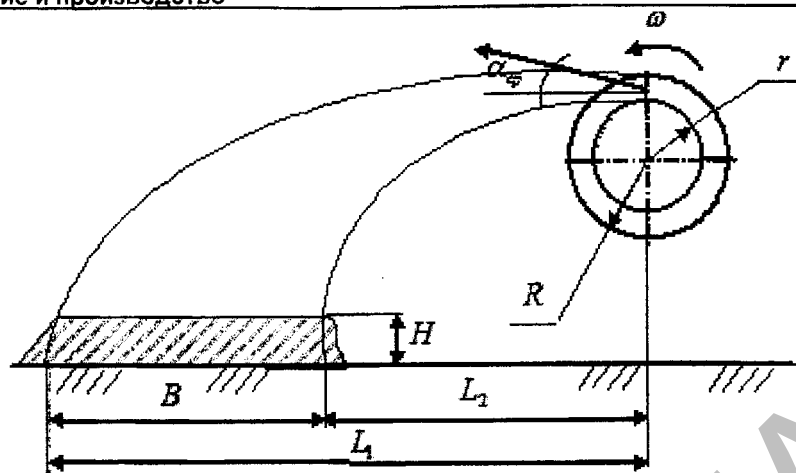


Рисунок 2 – Схема к расчету радиусов описываемых лопастью ротора

Из формулы (4), принимая скорость вылета частицы $v=v_{abs}$, получим:

$$v_{abs} = \sqrt{\frac{L_1 g}{\sin 2\alpha_{cp}}} \quad (7)$$

Подставляя выражение (7) в формулу (3), и учитывая, что для формирования ленты ширины B часть лопасти с большим радиусом r_{max} должна отбрасывать частицы на расстояние L_1 , получим формулу:

$$r_{max} = \frac{\sqrt{L_1 g / \sin 2\alpha_{cp}}}{\omega \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi}\right)^2}} = \sqrt{\frac{L_1 g (1 + \sin \varphi)}{2\omega^2 \sin 2\alpha_{cp}}} \quad (8)$$

аналогично для меньшего радиуса

$$r_{min} = \sqrt{\frac{L_2 g (1 + \sin \varphi)}{2\omega^2 \sin 2\alpha_{cp}}} \quad (9)$$

Угол скоса грани лопасти ϵ определится как:

$$\epsilon = \arcsin \frac{r_{max} - r_{min}}{b} \quad (10)$$

где b – ширина ротора, м.

Для того, что бы ротор полностью захватывал подаваемый материал, целесообразно принять его ширину равной ширине поперечного транспортера $b=0,6$ м.

Таким образом, полученные формулы (8) и (9) позволяют определить больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, при которых материал отбрасывается на заданное расстояние, и распределятся на ширине ленты B .

Расчет, выполненный по формулам (1) – (9) показывает, что при использовании опилок в качестве мульчирующего материала (угол трения опилок $\varphi=38^\circ$), среднее значение угла вылета частиц составляет $\alpha=5^\circ$. Для формирования ленты с рассевом материала на ширине $B=0,75$ м лопасти ротора должны иметь радиусы $r_{max} = 0,26$ м и $r_{min} = 0,16$ м. Угол скоса лопасти, определенный по формуле (10) составляет $\epsilon=9^\circ$. При этом частота вращения ротора должна составлять $n=280$ мин⁻¹.

Заключение

1. Одним из важнейших конструктивных параметров ротора, существенно влияющим на формирование ленты требуемой ширины является скос лопасти ротора. Благодаря такому конструктивному решению, каждая лопасть ротора сообщает частицам различные по модулю и направлению скорости.

2. Полученные формулы (8) и (9) позволяют определить больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, при которых материал отбрасывается на заданное расстояние и распределяется на ширине ленты B .

Литература

1. Степук, Л.Я. Обоснование схемы машины и типа распределяющего рабочего органа для внесения мульчи в садах / Л.Я. Степук, А.А. Жешко // Проблемы повышения плодородия почв и эффективности удобрений в современных условиях / Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения заслуженного деятеля науки БССР, доктора сельскохозяйственных наук, профессора Р.Т. Вильдфлуша. – Минск, 2007. – с. 187 – 189.
2. Догановский, М.Г. Машины для внесения удобрений / М.Г. Догановский, Е.В. Козловский // Уч. пособ. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 223 – 229.

УДК 662.6/8

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ Д-243 НА СМЕСЯХ РАПСОВОГО МАСЛА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Карташевич А.Н., Белоусов В.А., Товстыка В.С., Астапенко И.М., Гурков Г.Н. (БГСХА)

По мере истощения запасов нефти и природного газа все больший интерес представляют возобновляемые источники энергии. Данный вопрос особенно актуален для Республики Беларусь которая практически не имеет природных запасов углеводородного топлива и в то же время является одним из крупнейших производителей дизельных двигателей на постсоветском пространстве. Применительно к самим дизельным двигателям одна из возможных альтернатив – биодизельное топливо. В Беларуси имеется соответствующая программа по развитию производства биодизельного топлива. В связи с этим возникла необходимость всесторонних и глубоких исследований применения биотоплива на основе рапсового масла в системах питания двигателей Минского моторного завода. Необходимые исследования были выполнены в БГСХА на базе кафедры «Тракторы и автомобили». Целью исследований являлось определение влияния биотоплива на основе рапсового масла на мощностные, экономические и экологические показатели работы двигателя Д-243. Полученные результаты исследований выявили закономерности изменения показателей дизеля Д-243 при работе на смесевых видах топлива с различной концентрацией рапсового масла (10, 20, 30, 50%).

Основу мобильного обеспечения сельскохозяйственного производства Беларуси и стран СНГ составляют тракторы и автомобили. Их двигатели являются одними из основных источников загрязнения окружающей среды и потребления моторных нефтяных топлив. При этом необходимо иметь в виду, что все тракторные и комбайновые двигатели – дизели. Данный тип двигателей по сравнению с бензиновыми является более экологически чистым и имеет повышенную топливную экономичность. Эти показатели, на фоне истощения запасов нефти и постоянного ужесточением экологических требований к выбросам отработавших газов, являются определяющими. Однако в настоящее время усовершенствование конструкции и рабочего цикла двигателя является недостаточным для преодоления проблем связанных с экологией и истощением нефти. Такая ситуация вынудила двигателестроителей разрабатывать новое направление для преодоления сложившихся трудностей. В итоге все чаще стали применять так называемые альтернативные топлива, в частности, топлива, получаемые из растительных масел. Для европейских условий наиболее перспективным считается масло, получаемое из семян рапса. Его использование в дизельных двигателях возможно в четырех вариантах: