



**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
АКАДЕМИЯ АГРАРНЫХ НАУК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УИ "БЕЛОРУССКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА"**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОБЪЕКТОВ –
ОСНОВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ТЕХНОЛОГИЙ И МАШИН XXI ВЕКА**

**Материалы Международной
научной конференции**

(Минск, 27-28 февраля 2001 г.)

Минск 2001

УДК 631.3(082)

Научные рецензенты:

доктор технических наук, профессор И.С.Нагорский;
доктор технических наук, профессор М.М.Северин

Редакционная коллегия:

кандидаты технических наук В.Н.Дашков (ответственный редактор),
В.А.Колос, С.М.Карташевич;
доктора технических наук И.Н.Шило (заместитель ответственного
редактора), П.П.Казакевич, В.И.Передня,
И.И.Пиуновский, Л.Я.Степук.

В сборнике обобщены материалы конференции, посвящённой математическому моделированию объектов и технологических процессов в сельском хозяйстве. Тематика докладов охватывает сферы производства и переработки продукции в растениеводстве и животноводстве, планирование состава и использования техники, автоматического управления, энергообеспечения, технического обслуживания и ремонта в сельском хозяйстве. Они содержат вопросы методологии моделирования, прикладных вычислительных методов обработки опытов с целью построения математических моделей условий и процессов функционирования сельскохозяйственных машин и комплексов оборудования, результаты изучения взаимодействий рабочих органов машин с сельскохозяйственными средами и материалами. В них отражены теоретические и практические достижения белорусских научных школ, а также учёных России, Украины, Польши, Литвы и Латвии по обоснованию рациональных параметров конструкций и режимов работы сельскохозяйственной техники, обеспечивающих требуемое качество продукции при минимальных затратах ресурсов.

Большая часть отредактированных, прорецензированных и включённых в сборник докладов представлена докторантами, аспирантами и соискателями учёных степеней. Эти материалы полезны и интересны для научных сотрудников, конструкторов, проектирующих сельскохозяйственную технику, учащихся старших курсов и студентов сельскохозяйственных учебных заведений.

Редактор В.П.Вишнякова
Компьютерный набор В.С.Костока
Ответственный за выпуск П.Н.Гарост

© УП «БелНИИМСХ»

В.А.Шаршунов, В.Е.Круглень, А.Н.Кудрявцев. Методика выбора параметров вальцов к модернизированной молотилке льновороха	82
П.П.Казакевич, А.Е.Лукомский. Регрессионная модель технологического процесса работы льнокомлевыравнивателя	88
И.С.Нагорский, Д.И.Комлач. Характеристики клубней новых сортов картофеля	93
И.И.Паромчик. Многопрофильные подходы к переработке картофеля с получением продуктов для различных отраслей народного хозяйства	99
А.И.Белаш, Л.В.Мисун, В.П.Чеботарёв, С.М.Карташевич, А.А.Шупилов. Обоснование процесса и параметров очистки и сортировки ягод	102
Секция 2. Моделирование технологий, машин и оборудования в животноводстве	
Н.М.Морозов, В.И.Ломов, Д.К.Ларкин. Математическая модель энергетической оценки технологических процессов приготовления и раздачи кормов на свиноводческих фермах	108
В.Романюк, В.И.Передня. Критерии совершенствования технологических процессов в молочном скотоводстве в Польше	113
И.И.Пиуновский. Моделирование производственных процессов заготовки кормов из трав	117
В.А.Шаршунов, П.Н.Синкевич, Д.Ф.Кольга, Н.Б.Конон. Энергетическая оценка эффективности заготовки грубых кормов	122
В.И.Передня, О.Б.Жандаренко, Ю.А.Башко, В.Романюк. Выбор и обоснование эффективной технологии и машин для погрузки, подготовки, раздачи кормов на фермах КРС	126
Д.Н.Колоско. Резание волокнистых кормовых материалов	129
И.С.Нагорский, Н.И.Сёмкин, Д.Н.Колоско, С.И.Демкович. Многофакторная модель сопротивления резанию стебельчатых кормов	131
С.А.Иванов, Э.А.Матисанс. Расчёт расхода плёнки для герметизации рулонов зелёного корма	137
В.А.Шаршунов, А.В.Кузьмицкий, В.А.Дремук. Экспериментально – теоретические исследования внутриобъёмного внесения жидких консервантов в кормовой поток	139
В.И.Сыроватка, М.Г.Теплицкий. Математическая модель задачи обоснования структуры предприятий для производства комбикормов в хозяйствах	148
И.С.Нагорский, А.Д.Селезнёв, А.Е.Сивило, В.Романюк. Математическое моделирование процесса измельчения фуражного зерна	152
И.С.Нагорский, А.Д.Селезнёв, А.В.Гришков, В.Романюк. Рациональные параметры смесителей	160
Б.Каволелис, В.Кучинскас. Математическая модель тепловлажностного режима животноводческого помещения	167
Л.Браздейкис. Математическое моделирование температуры в отапливаемых помещениях	171

Экспериментально-теоретические исследования внутриобъемного внесения жидких консервантов в кормовой поток

Основная задача в области механизации кормопроизводства [1,2] состоит не столько в увеличении объемов производства кормов, сколько в повышении их качества, в совершенствовании технологий заготовки кормов. Одним из направлений является разработка приспособлений для внесения консервантов при силосовании кормов, обеспечивающих сохранение до 90...95 % питательных веществ исходной растительной массы.

Наиболее перспективным следует считать внутриобъемный способ внесения [3-5], исключаящий потери консерванта и позволяющий применять консервант с сильными фунгицидными свойствами. Однако, как показывает производственный опыт, эффективность применения консервирующих добавок практически полностью зависит от качества их внесения, т.е. равномерности распределения в растительном материале, соблюдения дозировки. Это в свою очередь предъявляет жесткие требования к технологии и конструкции применяемого оборудования.

Для реализации внутриобъемного способа предложена конструкция (рис.26) смесителя-разравнивателя роторного типа с системой подачи консервантов к трамбуемому агрегату, осуществляющему процесс их внесения непосредственно в силосохранилище траншейного типа при одновременном перемешивании, разравнивании и трамбовке корма.

Важнейшая составная часть смесителя-разравнивателя - его ротор — лопатный метательный аппарат, с помощью которого частицы корма отбрасываются от смесителя в заданном направлении.

Анализ рабочего процесса в роторе позволяет произвести оценку энергетических затрат на выполняемые им рабочие операции и установить оптимальные параметры его конструктивных элементов. Весь рабочий процесс, происходящий в роторе, можно разделить на следующие основные операции: захват частиц корма лопастью; перемещение частиц вдоль лопасти; соприкосновение частиц с неподвижным кожухом ротора; движение частиц по кожуху ротора к выбросному отверстию; отделение частиц от лопасти и движение их по направлению устройству.

Все указанные операции сопровождаются затратами энергии на сообщение кормовой массе заданной скорости и преодоление вредных сопротивлений. При захвате измельченного растительного материала лопастью энергия расходуется

на сообщение частицам корма некоторой начальной скорости, при этом часть энергии теряется в результате удара лопасти о корм. В процессе перемещения частиц по лопасти энергия расходуется на сообщение частицам дополнительной скорости, необходимой для отброса растительной массы на заданное расстояние и преодоление сил сопротивления трению этой массы о лопасть. Встреча частиц корма с неподвижным кожухом ротора вызывает затраты некоторого количества энергии на удар, а при движении растительной массы по кожуху - на преодоление сопротивления корма о кожух. И, наконец, часть энергии расходуется на преодоление сил сопротивления трению при движении частиц корма по направляющему устройству выбросного патрубка.

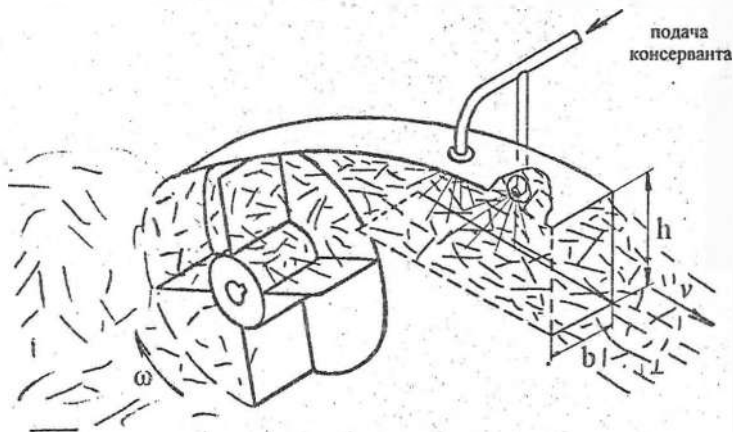


Рис.26. Схема рабочего процесса смесителя - разравнивателя.

Независимо от характера подачи измельченной растительной массы в ротор — с помощью питателя или за счет напора при поступательном движении машины — растительная масса поступает на лопасть хаотически. Даже при одинаковом на всем рабочем участке состоянии выгруженной массы и неизменных физико-механических свойствах корма поступающие в ротор частицы приходят в соприкосновение с лопастью в различных ее точках, вследствие чего рабочий процесс в нем является стохастическим.

Характер движения частицы корма по лопасти схематически может быть представлен следующим образом: поступившая на вращающуюся лопасть ротора частица вначале приобретает окружную скорость точки лопасти, с которой она пришла в соприкосновение, затем под влиянием действующих на нее сил, вращаясь вместе с лопастью, начинает продвигаться вдоль лопасти к наружному ее краю со все возрастающей скоростью и, достигнув края лопасти, покидает

ет ротор в момент, когда лопасть проходит выбросное окно. Полученный заряд кинетической энергии определяется ее массой и конечной абсолютной скоростью, равной геометрической сумме практически постоянной переносной скорости вместе с лопастью и конечной относительной скорости движения вдоль лопасти, значение которой зависит, в частности, от начального положения частицы при ее соприкосновении с лопастью.

Анализ конструктивных схем роторов показывает, что наиболее рациональным с точки зрения производительности и потребления ротором удельной мощности является радиальное расположение лопастей.

Рассмотрим несколько искаженное с целью упрощения выкладок данное положение лопастей. Для упрощения математического описания рабочего процесса в роторе исключаем силы взаимодействия между отдельными частицами. Учитывая результаты проведенных во ВНИИземмаш экспериментальных исследований рабочих органов роторных снегоочистителей, согласно которым амплитуда колебаний угловой скорости вращения ротора ω при установившемся режиме незначительна, принимаем $\omega = \text{const}$.

Поскольку теория движения частиц по шероховатым поверхностям известна [6, 7], задача исследований - установить на основании данной теории зависимость структурных свойств кормового потока от конструктивных и кинематических параметров ротора.

Начальное положение лопасти (рис.27) в момент ее подхода к выбросному окну определяется углом α с горизонтальной осью ротора, а начальное положение рассматриваемой частицы M_0 на лопасти — радиусом R_0 . Так как ротор вращается с постоянной угловой скоростью, за отрезок времени t лопасть повернется вокруг оси ротора на угол $\psi = \omega t$, а частица перейдет в точку M , определяемую радиусом x , и, двигаясь по лопасти со скоростью v , пройдет за это время путь

$$s = \int_0^t v_r dt.$$

Лопасть к этому времени займет положение, определяемое углом ее наклона к горизонту $\alpha + \psi$.

На рассматриваемую частицу с массой m , расположенную в точке M , действуют: сила тяжести G , и вызываемая ею сила трения F_G , центробежная сила инерции $J = m\omega^2 x$, сила Кориолиса $K = 2m\omega v$ и сила трения F_x от кориолисовой силы. Для упрощения решения задачи, а также учитывая малую силу тяжести частицы по сравнению с силами инерции, принимаем G и F_G равными нулю.

Дифференциальное уравнение движения частицы корма по лопасти будет иметь вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = J - F_x.$$

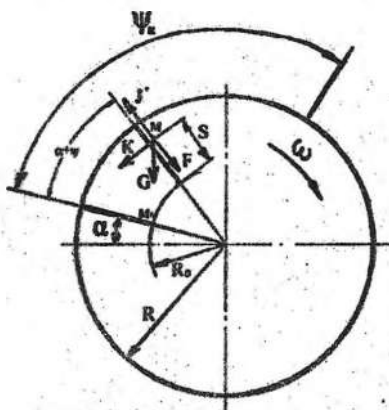


Рис.27. Схема сил, приложенных к материальной частице, движущейся по вращающейся лопасти ротора

Так как $K = 2m\omega \frac{dx}{dt}$; $F_r = f_1 \cdot K$, где $f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент внешнего трения, тогда

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \omega^2 x - 2\omega \frac{dx}{dt} f_1.$$

Решив полученное уравнение, согласно [6], после замены $t = \psi/\omega$ и $x = R_0 + z$ найдем путь z , пройденный частицей по лопатке за время t , и относительную скорость частицы v , в момент t , которые соответственно:

$$z = R_0 \cos \varphi_1 [-k_2 e^{k_1 \psi} + k_1 e^{k_2 \psi} - (k_1 - k_2)] / 2; \quad (1)$$

$$v_{\text{отн}} = R_0 \omega \cos \varphi_1 (e^{k_1 \psi} - e^{k_2 \psi}) / 2 = R_0 \omega (e^{k_1 \psi} - e^{k_2 \psi}) / (k_1 - k_2), \quad (2)$$

где

$$k_1 = (1 - \sin \varphi_1) / \cos \varphi_1;$$

$$k_2 = -(1 + \sin \varphi_1) / \cos \varphi_1.$$

По приведенным выражениям можно определить конечную относительную скорость частицы $v_{\text{отн}}$ если вместо z подставить значение $z = R - R_0$, соответствующее $\psi = \psi_r$. Так как $\cos \varphi_1 / 2 = 1 / (k_1 \cdot k_2)$, из выражений (1), (2) получаем:

$$R = R_0 (-k_2 e^{k_1 \psi_r} + k_1 e^{k_2 \psi_r}) / (k_1 - k_2); \quad (3)$$

$$v_r = R_0 \omega (e^{k_1 \psi_k} - e^{k_2 \psi_k}) / (k_1 - k_2). \quad (40)$$

Абсолютная скорость частицы v на выходе из ротора, равная геометрической сумме относительной v_r и переносной скорости $v_{\text{отр}}$, в общем случае:

$$\vec{v} = \vec{v}_{\text{отр}} + \vec{v}_r; \quad v = \sqrt{v_{\text{отр}}^2 + v_r^2},$$

где $v_r \approx \omega R$ — окружная скорость лопасти.

Оптимальный угол разгрузки ротора определяется угловым перемещением лопасти, необходимым для того, чтобы кормовая масса, находящаяся на лопасти, успела покинуть ее. Если угол разгрузки определен без учета основных факторов, влияющих на его величину, то нельзя будет использовать полностью производительность ротора, так как с каждым оборотом лопастей количество кормовой массы, остающейся на роторе и не выброшенной через разгружающее окно, будет увеличиваться.

Это условие определяется выражением (3), из которого может быть найдено значение угла ψ_k .

$$R / R_0 (k_1 - k_2) = (-k_2 e^{k_1 \psi_k} + k_1 e^{k_2 \psi_k})$$

Задавая величину R_0 , определяющую рабочую длину лопасти и коэффициент внешнего трения $f_1 = \text{tg } \phi_1$, можно определить угол разгрузки ψ_k .

Зависимость угла разгрузки ψ_k от R/R_0 для разных значений f_1 представлена на графиком (рис. 28).

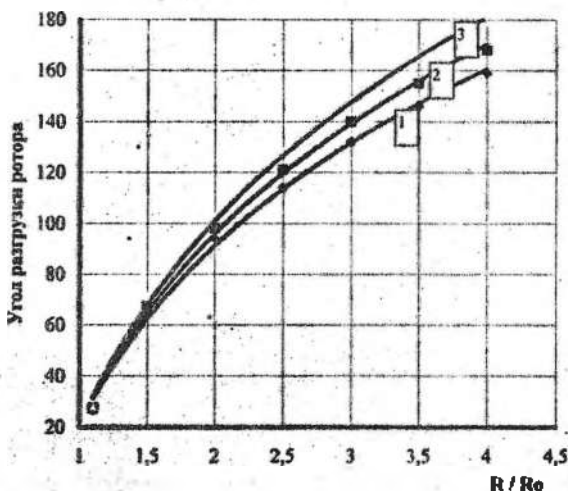


Рис. 28. График для определения угла разгрузки ротора при различных коэффициентах трения: 1 — $f = 0,5$; 2 — $f = 0,6$; 3 — $f = 0,7$.

Данное уравнение для получения угла разгрузки подтверждается зависимостью для определения угла схода частиц [8]:

$$\omega t_f = \cos \varphi / (1 - \sin \varphi) \ln 2R / (r(1 + \sin \varphi)),$$

где φ — угол трения частицы по поверхности диска и лопатки; R — радиус диска; r — радиус питания.

Таким образом, согласно рис.27, выбирать рабочую длину лопасти слишком большой целесообразно, так как с увеличением длины (уменьшением R_0) резко возрастает угол разгрузки, а пропускная способность ротора при этом повышается практически незначительно. Конструктивные размеры ротора на угол разгрузки влияния практически не оказывают.

Исходные положения проведенного анализа базируются на том, что начало движения материала вдоль лопасти совпадает во времени с моментом подхода лопасти к разгрузочному отверстию, т.е. с началом разгрузки. В действительности же большая часть частиц, поступивших на лопасть, начинает свое движение вдоль лопасти задолго до начала разгрузки. Следовательно, еще до подхода лопасти к разгрузочному отверстию материал успевает продвинуться к наружному краю лопасти, что улучшает условия опорожнения ротора.

При ограничении длины лопасти улучшаются условия поступления материала в ротор, а также рациональнее используется центральная часть роторного пространства для более компактного размещения приводных элементов.

Результаты анализа опорожнения ротора и рекомендации по выбору угла разгрузки позволяют установить рациональную длину лопасти.

Разгрузочное окно в кожухе ротора обычно ограничено углом ψ_k , не превышающим 90 град, и при значении коэффициента внешнего трения $f_1 = 0,5...0,7$ отношение R / R_0 составляет 1,8...2,0. Так как $R_0 = R - l$, рабочая длина лопасти равна $l = R / (1,8...2) = (0,44...0,5)R$. Аналогично рассчитывается длина лопасти при другом угле разгрузки.

Для более равномерного распределения силосуемой массы по поверхности направление вектора абсолютной скорости частиц корма в конце разгрузки должно быть параллельным горизонту (рис.29).

Направление абсолютной скорости определяется углом δ :

$$\cos \delta = v_r / v.$$

Для лопасти оптимальной длины относительная скорость в конце разгрузки, согласно расчетам, приблизительно равна окружной $v_r \approx v_0$, следовательно, угол $\delta = 45$ град. Зная угол δ и угол разгрузки ψ_k , можно определить угол начала разгрузки $\alpha = 180 - \delta - \psi_k$. Стенка направляющего кожуха в начале разгрузочного окна выполняется по касательной к окружности кожуха ротора и с целью исключения потерь от удара частиц корма о стенку выгрузной камеры и лучшего распыла струи противоположная стенка должна быть направлена по линии действия абсолютной скорости, определяемой углом δ . Стенку кожуха профилируем так, чтобы частицы после удара продолжали скользить по его поверхности. Это условие может быть соблюдено, если угол падения частиц корма обеспечивает угол отражения, равный 90 град. Траекторно движения частиц

корма при больших угловых скоростях можно считать совпадающей с направлением вектора абсолютной скорости, так как координата траектории в параметрической форме $Y = gt^2/2$ значительно меньше координаты $X = vt$ и ею можно пренебречь. При известном направлении вектора абсолютной скорости и форме кожуха, близкой к параболе, можно определить высоту выгрузной камеры h , ее длина принимается равной расстоянию, которое пролетает частица корма за одну секунду, т.е. скорости v , ширина - равной ширине лопасти B_p .

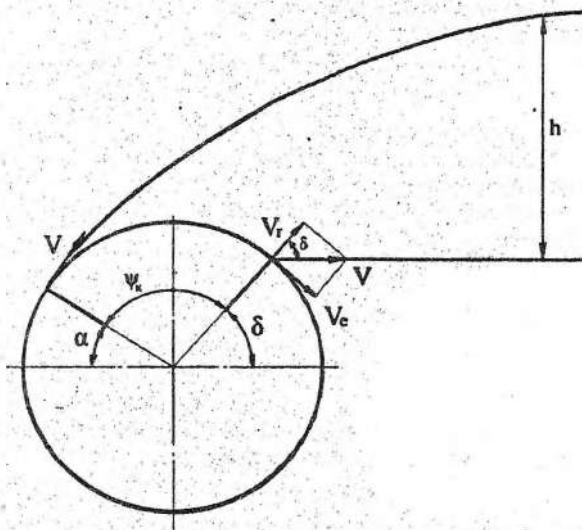


Рис.29. Расчетная схема для определения параметров выгрузной камеры

Для обеспечения нормальных условий работы загрузка ротора кормом за каждый его оборот не должна превышать значения, определяемые допустимым коэффициентом заполнения k_{zon} , который представляет собой отношение фактической объемной производительности машины Π_ϕ ($m^3/ч$) к пропускной способности ротора (роторов) Π_p :

$$k_{zon} = \Pi_\phi / \Pi_p = \Pi_\phi / 900 D_p \cdot B_p \cdot v_c \cdot m_p \quad (5)$$

где D_p — диаметр ротора, м; B_p — его ширина, м; v_c — окружная скорость, м/с; m_p — количество роторов.

Глубина ротора выбирается в зависимости от его диаметра $B_p = k_B D_p$, где $k_B = 0,325 \dots 0,375$ [9] — отношение глубины ротора к его диаметру.

С увеличением скорости ротора дальность отбрасывания частиц корма возрастает. Однако для конкретных условий, зависящих от многочисленных факторов, в том числе конструктивных особенностей рабочего органа, наибольшее ее значение четко ограничивается некоторой критической скоростью

ротора. При дальнейшем увеличении скорости ротора сверх критической практически заметного роста дальности отбрасывания силосуемой массы не наблюдается.

Для приближенных расчетов при окружной скорости ротора 15...27 м/с наибольшая дальность отбрасывания $L_{max} = v_{пер} = v_e$, м.

На основании результатов экспериментальных исследований роторных снегоочистителей при окружной скорости до 27 м/с и $\rho = 0,2...0,5$ г/см³ рекомендована следующая формула [9]:

$$L = 0,085 \cdot v_e^2 \left(1 - \frac{0,0106 \cdot v_e}{\sqrt{\rho \cdot k_{зан}}} \right), \quad (6)$$

где ρ — плотность отбрасываемой массы.

Задавшись дальностью отбрасывания, получив и решив кубическое уравнение относительно v_e , найдем v_e .

Зная отношение глубины ротора к его диаметру, по формуле (5) определяем диаметр:

$$D_p = 1/30 \sqrt{\Pi_\phi / (V_e \cdot k_{зан} \cdot k_B \cdot m_p)}.$$

Минимальная рабочая скорость смесителя-разравнивателя, (км/ч):

$$V_{min} = \Pi_\phi / (1000 \cdot B \cdot h_{cp}),$$

где Π_ϕ — фактическая производительность смесителя, м³/ч; B — ширина захвата смесителя, м; h_{cp} — средняя высота обрабатываемой растительной массы, м.

При известных параметрах выгрузной камеры и секундной производительности ротора можно определить порозность потока:

$$\epsilon = 1 - (V_0 / V),$$

где V_0 — объём, занимаемый частицами корма и равный фактической производительности смесителя-разравнивателя за одну секунду; V — объём выгрузной камеры.

Подставив значения V_0 и V , получим

$$\epsilon = 1 - ((900 \cdot D_p \cdot B_p \cdot v_e \cdot k_{зан}) / (3600 \cdot B_p \cdot h \cdot v)).$$

Абсолютная скорость в конце разгрузки, согласно расчетам, $v = 1,42 \cdot v_e$. После сокращений и подстановки значений имеем:

$$\epsilon = 1 - (0,17 D_p \cdot k_{зан} / h).$$

Анализ данной формулы позволяет сделать вывод, что порозность кормового потока зависит только от коэффициента заполнения ротора при неизменных остальных параметрах. Коэффициент заполнения в свою очередь — от частоты вращения ротора при неизменной поступательной скорости трактора-трамбовщика. Зависимость порозности от частоты вращения приведена на рис.30.

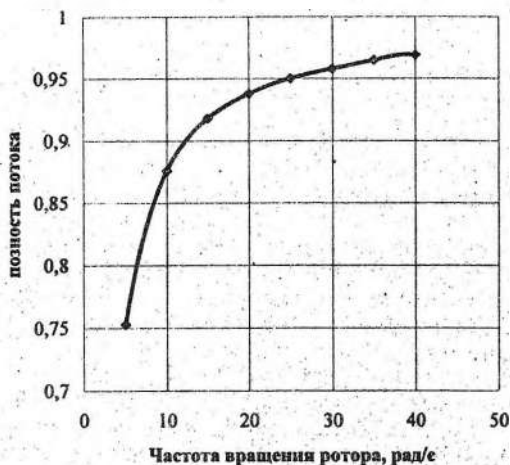


Рис.30. Зависимость порозности потока от частоты вращения ротора

Из рисунка видно, что увеличение частоты вращения ротора более 20 рад/с нецелесообразно, так как порозность при этом возрастает незначительно.

Литература

1. Пауновский И.И. Пути решения проблем механизации заготовки кормов из трав в XXI веке // Сб.науч.трудов (БСХА).- Горки, 1998.
2. Короткевич А.В. Проблемы совершенствования сельскохозяйственной техники // Сб.науч.трудов (БСХА).- Горки, 1997.
3. Кузьмицкий А.В. Инъекционное внесение жидких химических консервантов мобильным агрегатом при силосовании кормов: Автореф. дис... канд. техн. наук. - Горки, 1987.
4. Грачев А.В. Способы и технические средства повышения эффективности обработки силосуемой зеленой массы химическими консервантами: Автореф. дис... канд. техн. наук. -М., 1987.
5. Поедник В.Е., Николаевко Л.И. Внесение химических консервантов в силосуемую массу. //Техника в сел. хоз-ве. -1986-№ 8.
6. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. - Киев, 1960.
7. Кузьменко В.Ф. Обоснование технологического процесса и параметров рабочих органов для формирования массы при секционном заполнении траншейных хранилищ: Автореф. дис...канд. техн. наук. -Глеваха, 1990.
8. Patterson D.E., Reece A.R., The theory of the centrifugal distributor. I Motion on the disc nearcentre feed // J. Agris. Engug. Res., 1962. 7., №3, p. 232...240.
9. Шалман Д.А. Снегоочистители. - Л.: Машиностроение, 1973.