

$T_1(x)$ – в момент времени $\tau = 10$ с, $T_2(x)$ – в момент времени $\tau = 1$ мин, $T_3(x)$ – в момент времени $\tau = 5$ мин,

При больших значениях τ уже при $\tau \approx 5$ мин распределение температуры

будет почти линейным

$$T = \frac{T_2 - T_1}{\delta} x + T_1$$

При граничных условиях второго рода:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (17)$$

Начальные условия: при $\tau = 0$; $T(x, 0) = T_0$; $0 < x < \delta$. (18)

Граничные условия: при $x = 0$; $T(0, \tau) = T_1$; $x = \delta$, $\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=\delta} = -q$. (19)

Решение уравнения (17) запишется

$$T = qx + T_1 + \frac{2}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k} \left[(-1)^k (T_1 - T_0 + q\delta) - (T_1 - T_0) \right] \cdot e^{-\frac{ak^2\pi^2}{\delta^2} \tau} \sin \frac{k\pi}{\delta} x \quad (20)$$

Таким образом, уравнение (20) является математическим описанием распределения температур в слое толщиной δ при нестационарном температурном режиме сушки зернового материала.

Литература

1. Игонин В.Н., Курдюмов В.И., Зубков А.Н. Устройство для сушки зерна. Энергосбережение в Поволжье, №1, 2001. с. 72...74.
2. Игонин В.Н. Курдюмов В.И., Курдюмова И.В. Устройство Для сушки зерна. Патент RU № 2179067. Оpubл. 10. 02. 2002 Бюл. № 4.

УДК 631.37

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ УДАЛЕНИЯ ЖИДКОГО И ПОЛУЖИДКОГО НАВОЗА

В.Н. Игонин, В.Г. Артемьев, Р.М. Гайсин

Анализ состояния механизации уборки и переработки жидкого и полужидкого навоза, птичьего помета, в частности свиной жижи показывает, что существующие технические средства сложны по конструктивному исполнению и технологичности изготовления, громоздки и энергоемки, а в настоящее время в большинстве хозяйствах не работоспособны.

Упрощение конструкции технического средства (транспортера) и резкое снижение затрат материалов достигается в рекомендуемом нами транспортере пружинного типа, принцип работы которого описывается в журнале «Энергосбережение в Поволжье», 2001, №3 (запатентовано).

Принцип работы пружинного транспортера (аналога винтового конвейера) заключается в том что, пружина шагом винтовой линии примерно равным диаметру пружины помещается в желоб треугольного поперечного сечения, изготовленного из бетона (пластмассы, дерева) и закрытого сверху решеткой. Пружина приводится во вращательное движение с частотой вращения в пределах 200... 700 мин⁻¹.

На показатели рабочего процесса подобных транспортирующих устройств (производительность, энергозатраты) влияют физико-механические свойства перемещаемого материала и режимно-конструктивные параметры.

Исследования показали, что по физико-механическим свойствам свиная жижа относится к жидкостям неньютоновским, которые описываются уравнением Шведова-Бингама

$$\tau - \tau_y = \eta \partial v / \partial r,$$

где τ - касательное напряжение, Па; τ_y - предельное напряжение сдвига, Па; η - динамическая вязкость, Па·с; $\partial v / \partial r$ - градиент скорости в направлении поперечном движению жидкости.

Установлено, что при $\tau < \tau_y$ - течение не возникает. Исследованы особенности течения жижи: в кольцевом слое вращающейся пружины; в ядре; общее течение при τ от τ_y от 32 до 50 Па, $\eta = 1,4...45$ Па·с. Результаты исследования показывают, что для рабочего органа (пружины) R 0,015 м и $s = 0,03$, м общая производительность изменяется прямо пропорционально частоте вращения (30...900 мин⁻¹) от 0 до 600 кг/ч. Увеличения радиуса R до 0,04 м, n до 900 мин⁻¹ позволяет увеличить производительность до 10...12 т/ч, однако, учитывая что, продолжительность накопления жижи в желобе и количество ежедневного выхода жижи в свинарниках не превышает 2 т/сутки, нами рекомендуется принимать: частоту вращения в пределах 300... 500 мин⁻¹; диаметр пружины 40...50 мм; длину трассы в зависимости от конструкции свинарников.

Результаты экспериментально-производственных исследований с вариантом рабочего органа $d = s = 35$ мм и $\delta = 4$ мм в треугольном деревянном желобе приведены на рис 1. Отмечается при этом, что с увеличением τ от 20 до 54 Па расход мощности при длине рабочего органа (пружины) 13 м увеличивается от 20 до 250 Вт, при этом энергозатраты при $\tau = 20$ Па меньше, чем энергозатраты на холостые вращения (жижа выполняет роль смазки).

Испытаниями установлено, что при $d = s = 45$ мм и диаметре проволоки 8 мм производительность возрастает до 2,5 т/ч.

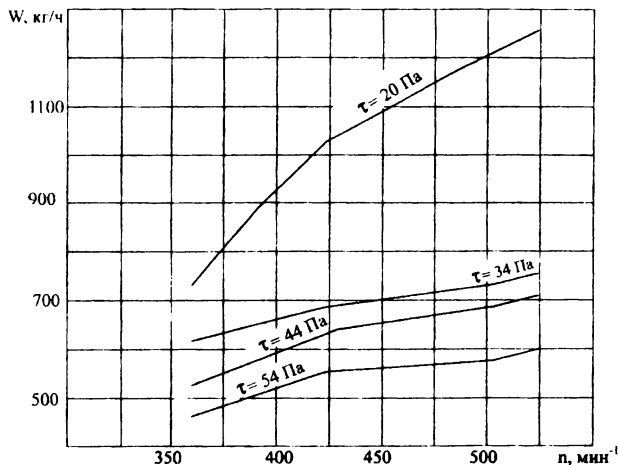


Рисунок 1. Зависимость производительности транспортера W от частоты вращения (n) пружины и касательных напряжений τ свиной жижи: $d = s = 35$ мм, $\delta = 4$, $l = 13$ мм.

В ходе производственных испытаний, проведенных на свиноферме учхоза УГСХА, была подтверждена работоспособность транспортера для уборки свиной жижи неоднородного фракционного состава из канала, размеры которого намного превышали диаметр транспортера. Установлено, что транспортер может использоваться в существующих каналах даже при наличии в них других средств удаления навоза. Монтаж транспортера не требует больших затрат и реконструкции существующих средств удаления навоза.

Недостатком данного устройства является образование на витках рабочего органа в зоне выгрузки материала кома из длиноволокнистых включений, присутствующих в навозе (солома, обрывки ткани, шпагат, нитки и т.д.) приводящего к сгуживанию материала, ухудшению процесса выгрузки, образованию брызг и повышению энергоемкости процесса.

Выявленный недостаток вполне устраним с помощью дополнительного устройства, и не снижает практической ценности самого транспортера в целом.

Все это позволяет рекомендовать разработанный транспортер к применению в животноводческих комплексах и фермерских хозяйствах для удаления жидкого навоза из животноводческих помещений.

Литература

1. Игонин В.Н., Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Исаев Ю.М. Устройство для удаления жидкого и полужидкого навоза. Патент RU 2210887. Оpubл. 27.09.2003 Бюл. № 24.
2. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Курдюмов В.И., Исаев Ю.М. Ресурсосберегающая технология и устройство для уборки жидкого и полужидкого навоза. Энергосбережение в Поволжье, 2003, №3, с. 65.

УДК 621.223

ВОЗМОЖНОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЁЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГЕРМЕТИЧНЫХ ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ

О.М.КАНЯЕВА, к.т.н., доцент, Н.П.КАНЯЕВ, ассистент

Надёжность и долговечность герметичных подвижных сопряжений (ГПС) механизмов и машин в основном определяются качеством поверхности (R_a) и поверхностного слоя ($H\mu$) подманжетных поверхностей, а также физико-механическими свойствами резино-технических изделий. Кроме того, большое значение на износ деталей ГПС оказывают условия их эксплуатации.

Современная теория трения и износа полимеров позволяет расчетным путем прогнозировать величину износа, располагая физико-механическими характеристиками резины, значением коэффициента трения и шероховатостью металлического контртела (1). В области насыщенного контакта интенсивность изнашивания резиновых уплотнений рекомендуется проводить по упрощенной формуле (1):

$$J = 0,03 (3f P_a / b_0 0,9)^t, \quad (1)$$

где f - коэффициент трения;

P_a - номинальное давление в контакте, МПа;

b_0 - значение фрикционной усталости, МПа;

t - коэффициент кривой Велера.

Как показывают результаты сравнения экспериментальных и расчетных интенсивностей изнашивания резины (табл.1), разница в значениях не превышает 10%, что свидетельствует о приемлемости для инженерных расчетов упрощенной формулы износа (1) в условиях установившегося изнашивания.

Зная интенсивность изнашивания подманжетной поверхности (определяется экспериментально), мы можем определить ресурс любого фланца до наступления допустимых износов по формуле:

$$T = \Delta_{\max} / J, \quad (2)$$