

MULTI SPIRAL-HELIX CONVEYOR

Gubaidullin H., Aksenova N.

Keywords: casein , dehydration , conveyor

Following the technological process of production of casein , after staging and processing of grain, raw casein subjected to washing three times , after which the product is ready for drying , but before that he must pass through a stage of dehydration.

УДК 631.5

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ТРУБОПРОВОДНЫЙ КОРМОРАЗДАТЧИК

Х.Х. Губейдуллин, доктор технических наук, профессор
Технологический институт – филиал ФГБОУ ВПО Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина
e-mail: gubhar@mail.ru

Ю. М. Исаев, доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина»
e-mail: emotion.snm@mail.ru

И.И. Шигапов, кандидат технических наук
Технологический институт – филиал ФГБОУ ВПО Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина
e-mail: schigapov@mail.ru

Н.Н.Аксенова, кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВПО Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина
г. Ульяновск, e-mail: nn_aks@mail.ru

Транспортирование жидких и полужидких кормов по трубам с помощью спирально-винтового рабочего элемента является наиболее экономичным из всех способов известных в практике по доставке и выдаче кормов животным.

Характерной особенностью предложенной установки является ее универсальность и возможность использования в стационарном варианте как для кормления телят жидкими компонентами, так и для скармливания грубых кормов бардой или другими питательными веществами.

Для забора корма из кормопровода (магистрала) на боковой поверхности по всей длине кожуха выполнены нагнетательные отверстия.

При такой схеме рисунок 1 на каждой единице длины расход в магистралах кормопровода уменьшается на Q_p/l .

Помимо расхода Q_p линейно изменяющегося от Q_p в начале кормопровода до нуля в конце магистрала, в общем случае по такому трубопроводу может проходить без изменения еще транзитный расход Q_T . Тогда в начале кормопровода (рисунок 1) расход равен $Q_T + Q_p$, а в конце Q_T .

Отметим, что в связи с перемещением расхода по длине изменяется и средняя скорость (вплоть

до $v=0$ в конце трубопровода при $Q_m=0$), а следовательно, меняется и коэффициент Дарси λ , и расходная характеристика:

$$K = \omega \cdot C \sqrt{R} = \omega \sqrt{8q \frac{R}{\lambda}}, \quad (1)$$

Определим потери напора в магистралах с непрерывной раздачей расхода при некоторых упрощающих допущениях. Выделим на произвольном расстоянии X от начала участка сечение M , расход в котором Q_M меньше расхода в начальном сечении на расход, уже распределенный по длине X , то есть на участке NM .

При отсутствии в кожухе магистралах активно-го спирально-винтового рабочего элемента расход в точке M определяется по формуле:

$$Q_M = Q_T + Q_p, \quad (2)$$

Условно считаем, что в данном случае в лю-

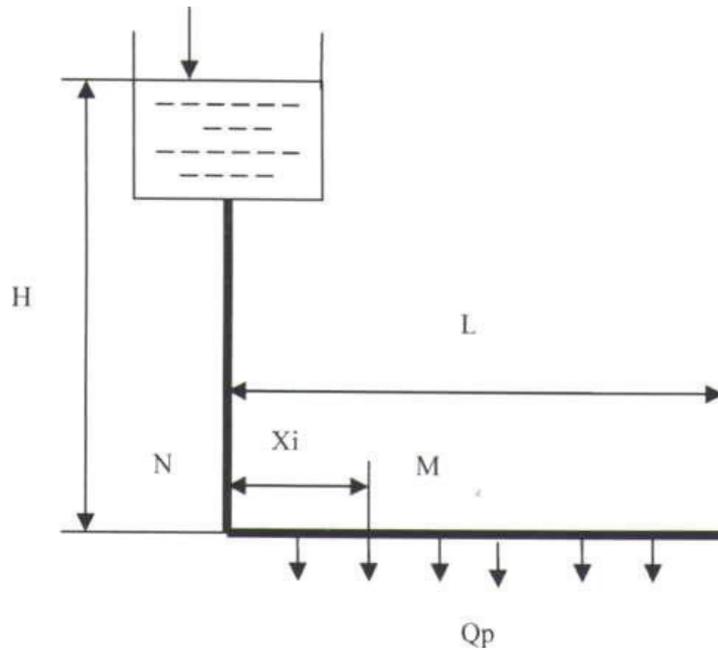


Рисунок 1 - Схема к расчету кормопровода

бом (*i*-м) сечении можно применить вытекающее из формулы Шези выражение для гидравлического уклона при равномерном движении:

$$J = \frac{Q_i^2}{K_i^2}, \quad (3)$$

На длине элемента dx уменьшение напора определится в следующем виде:

$$dH = jdx = \left[\frac{(Q_m + Q_p)^2}{K^2} - \frac{2Q_p}{K^2}(Q_m + Q_p)x + \frac{Q_p^2}{l^2 K^2} x^2 \right] dx, \quad (4)$$

В результате интегрирования в пределах от 0 до l при допущении о постоянстве расходной характеристики $K = \text{const}$ получим расчетные формулы для необходимого напора:

$$H = \frac{1}{R2} \left(Q_m^2 + Q_m Q_p + \frac{1}{3} Q_p^2 \right), \quad (5)$$

Ориентировочно можно принять:

$$\left(Q_T^2 + Q_T Q_p + \frac{Q_p^2}{3} \right) \approx (Q_T + 0,5 Q_p)^2, \quad (6)$$

Введем понятие «расчетный расход»:

$$Q_{\text{данный}} = (Q_T + 0,5 Q_p)^2, \quad (7)$$

Если транзитный расход отсутствует, то:

$$H = \frac{1}{3} \frac{Q_p^2 l}{K^2}, \quad (8)$$

Следует отметить, что положение пьезометрической линии при непрерывной раздаче расхода зависит, как показывают исследования, от значения dl/d .

При установившемся истечении жидкости из большого открытого резервуара через круглые отверстия, размер которых мал по сравнению с заглублением под уровнем жидкости (малое отверстие), средняя скорость в сжатом сечении струи равна по уравнению Бернулли:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (9)$$

где H - глубина центра тяжести сжатого сечения струи под уровнем, м.

Безразмерный коэффициент скорости:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{a + \xi}}, \quad (10)$$

где a - коэффициент кинетической энергии в сжатом сечении струи;

ξ - коэффициент сопротивления отверстия, выражающий потерю напора, при истечении в долях скоростного напора струи, подсчитанного по средней скорости.

Если истечение происходит в атмосферу, напор истечения представляет глубину расположения центра сжатого сечения струи под пьезометрическим уровнем (уровнем атмосферного давления) в резервуаре:

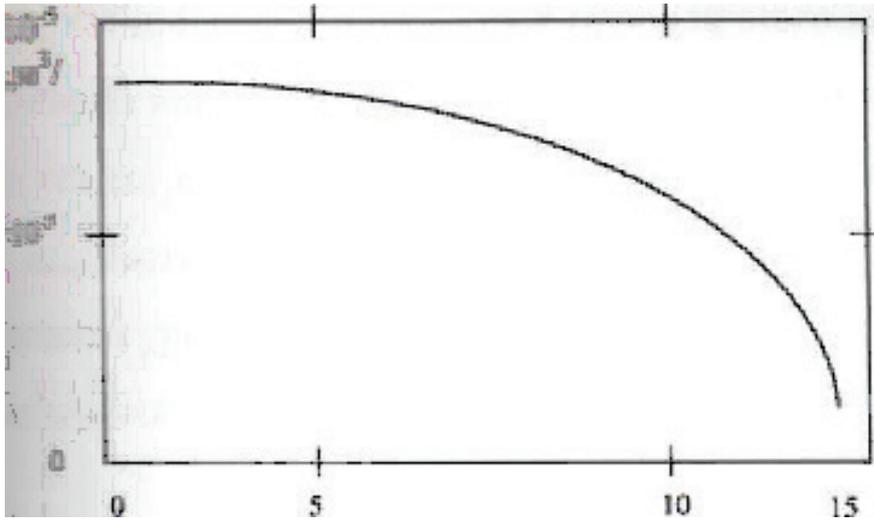


Рисунок 2 - Графическая зависимость расхода по длине.

$$H = h + Pu / (\rho g), \quad (11)$$

где $p_u = p_1 - p_{nm}$ - избыточное давление в резервуаре над жидкостью.

Степень сжатия струи, вытекающей через отверстие, характеризуется коэффициентом сжатия:

где F_c, d_c - площадь и диаметр сжатого сечения струи, F_o, d_o - площадь и диаметр отверстия.

Расход через отверстие:

$$Q = \mu F_o \sqrt{2gH}, \quad (12)$$

где $\mu = \epsilon \varphi$ - коэффициент расхода.

Значения коэффициентов истечения φ, ϵ, μ круглого малого отверстия зависят от формы его кромок, условий подтока жидкости к отверстию и числа Рейнольдса, определяемого как:

$$Re = \frac{(d_o \sqrt{2gH})}{\nu} \quad (3)$$

где ν - кинематическая вязкость жидкости.

Для малых отверстий других форм при больших Re значения коэффициента расхода можно принимать равными $\mu = 0,60$.

Расход по длине трубы через i -ое нагнетательное отверстие вычисляется по формуле и представлен на рисунке 2.

$$Q_i = \frac{\mu \cdot \rho \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(H - \frac{\lambda}{36 \cdot D^5} Q_0^2 l_i \right)}, \quad (14)$$

где H - располагаемый напор трубопровода, м; Q_0 - расход трубопровода, м³/с; D - внутренний диаметр, м; d - диаметр отверстия, м; λ - коэффициент сопротивления трения; Q_t - расход в i отверстии, м/с; l_i - расположение i -ого отверстия по длине трубы, м; μ

- коэффициент расхода.

Для изображения в графической форме составим программу для вычисления расхода по длине трубы через отверстия.

$$Q = \text{for } i \in 0 \dots M$$

$$Q_i \leftarrow \frac{\mu \cdot \rho \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(H - \frac{\lambda}{36 \cdot D^5} Q_0^2 l_i \right)}$$

Как видно из графика (рисунок 2), расход через i -ое отверстие при отсутствии в ней спирали винта с увеличением длины кормопровода уменьшается и стремится к нулю.

Рассмотрим задачу о распределении давления вязкой жидкости горизонтальной трубы при вращении в ней гибкого спирального проведем анализ и сравнение с первым случаем.

Спиральный винт средним радиусом r вращается с угловой скоростью ω и движется вдоль трубы с линейной скоростью $u = s\omega / (2\pi)$. Диаметр проволоки спирального винта обозначим δ , ход винта - S , плотность - ρ , ее кинематическая вязкость - ν .

Сила, действующая на жидкий корм со стороны одного витка проволочного винта, равна лобовому сопротивлению обтекающего его потока и вызывается разностью давлений по обе стороны потока и напряжением трения:

$$P = \frac{c F u_0^2 \rho}{2} \quad (15)$$

Перепад давления по потоку, обтекающему виток проволоки, определяется по формуле: в которую подставляется скорость жидкой смеси U_0 и коэффициент сопротивления ξ

В случае движения жидкости и проволочного винта в кожухе скорость перемещения жидкости относительно пружины $U_0 = u - v$ где U - линейная осевая

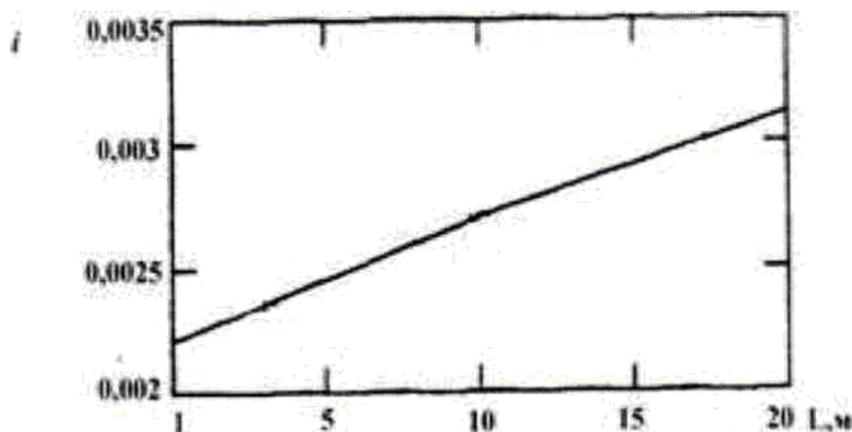


Рисунок 3 - Графическая зависимость расхода по длине при вращении в е гибкого спирально-винтового рабочего органа

скорость движения проволочного винта, а V - осевая скорость жидкости относительно канала.

Запишем уравнение Бернулли для объема, соответствующего шагу винта S вдоль оси X :

$$\Delta p = \rho g h \quad (16)$$

Умножим полученное значение на число витков вдоль трубы i , получим значение давления в конце трубы:

$$H = \frac{i \Delta p}{\rho g} = \xi \frac{i u^2}{2g} \quad (17)$$

Если $l = L/S$, тогда :

$$H = \xi \frac{u^2 \cdot L}{2gS} \quad (18)$$

Тогда расход по длине трубы через отверстия при вращении спирального винта вычисляется по формуле:

$$Q_i = \frac{\mu \cdot \rho \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(H - \frac{\lambda}{36 \cdot D^5} Q_0^2 l_i \right) + \xi \frac{u^2 l_i}{2g}} \quad (19)$$

где ξ - коэффициент сопротивления;

u - линейная скорость движения пружины; S - ход винта.

Гибкий спиральный винт средним радиусом r вращается с угловой скоростью ω и движется вдоль трубы с линейной скоростью $u = s/(2)$

Для представления полученной теоретической зависимости в графической форме составлена программа расчета, а результаты представлены на рисунке 3.

Как видно из рисунка 3, расход через отверстия по длине трубы возрастает, и потому как первый, так и второй варианты не в полной мере отвечают зоотехническим требованиям в части равномерности раздачи кормов молодняку или однородности насыщения грубых кормов при их сдобривании, поэтому

возникает необходимость коррекции диаметров нагнетательных отверстий сдобривателя в зависимости от длины самого кормопровода.

Для этого рассмотрим зависимость:

$$Q_i = \frac{\mu \cdot \rho \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(H - \frac{\lambda}{36 \cdot D^5} Q_0^2 l_i \right) + \xi \frac{u^2 l_i}{2g}} \quad (20)$$

Примем в первом приложении отношение расхода по длине пропорционально отношению квадратов диаметров:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \left(\frac{d_i}{d_1} \right)^2 \quad (21)$$

где d_1, Q_1 - соответственно диаметр и расход первого отверстия;

d_i, Q_i - диаметр и расход i -го отверстия.

Тогда из этого соотношения диаметр i -го отверстия для того, чтобы расход через отверстия по длине трубы был постоянным, равен:

$$d_i = d_1 \sqrt{\frac{Q_1}{Q_i}} \quad (22)$$

Найдем изменение диаметра по длине в виде линейной зависимости

$$d_i = (1 - \alpha \cdot i) d_1 \quad (23)$$

Варьируя методом интерации получим оптимальное значение коэффициента $\alpha = 0,07$.

Тогда при полученном изменении диаметра $d_i = (1 - 0,07 \cdot i) \cdot d_1$, расход через отверстия по длине трубы будет относительно равномерным.

Графическое изображение теоретических расчетов изменения расхода от длины представлен на рисунке 4.

Как видно из рисунка 4, при выполнении размеров нагнетательных отверстий по мере увеличения длины магистрали по нашим рекомендациям в соответствии с выражением (23), действительно достигается равномерность подачи кормового матери-

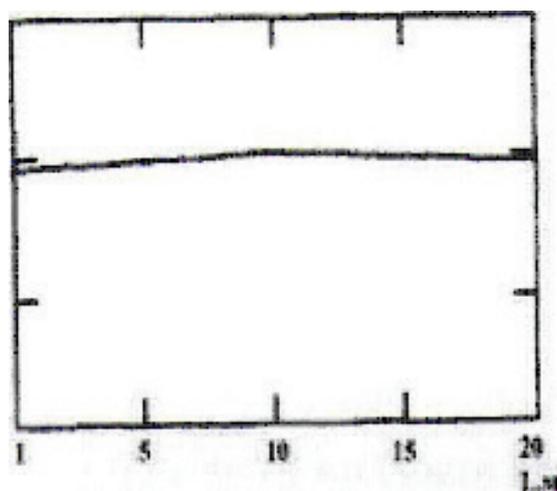


Рисунок 4 - График сглаженного варианта расхода корма.

ала независимо от длины кормопровода, что вполне соответствует зоотехническим требованиям, предъявляемым кормораздающим машинам.

Вывод. Получена теоретическая зависимость позволяющая производить коррекцию размеров

нагнетательных отверстий сдобривателя, для обеспечения постоянства расходных характеристик при обогащении грубых в жидкими питательными компонентами.

Библиографический список:

1. Исаев Ю.М. Изменение коэффициента отставания осевой скорости при транспортировке жидких кормов из емкостей / Исаев Ю.М., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х. // Современные наукоемкие технологии, 2005. № 6. с. 72-73.
2. Губейдуллин Х.Х. Совершенствование технологий и средств механизации раздачи жидких и полужидких кормов / Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Ульяновск, 2005.
3. Губейдуллин Х.Х. Совершенствование технологий и средств механизации раздачи жидких и полужидких кормов / Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Казанская государственная сельскохозяйственная академия. Казань, 2005.
4. Аксенова Н.Н. Особенности перемещения птичьего помёта в зависимости от способа загрузки спирально-винтового транспортера / Аксенова Н.Н., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Исаев Ю.М. // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. 2013. № 2 (22). с. 96-100.
5. Игонин В.Н., Результаты экспериментального исследования перемещения жидкого корма пружиной / В.Н. Игонин, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев, Н.Н. Аксенова – Материалы ВНПК // Современное развитие АПК: региональный опыт, проблемы, перспективы. Часть 3 / Инженерно-техническое обеспечение АПК. - Сб. науч. тр. Ульяновск, 2005. - С. 235 - 242.
6. Исаев, Ю.М. Влияние длины загрузочного окна на параметры пружинного транспортера / Ю.М. Исаев, Х.Х. Губейдуллин, Н.Н. Аксенова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2006. № 11.- С. 10-11.
7. Губейдуллин Х.Х. Дозированная выдача жидких кормов телятам / Губейдуллин Х.Х., Шигапов И.И. // Естественные и технические науки. 2013. № 6 (68). С. 451-457.
8. Устройство для перекачивания высоковязких жидкостей. Патент на полезную модель RUS 66790 / Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Аксенова Н.Н. Заявл. 22.03.07. Опубл. 27.09.07 г. Бюл. № 27.

UNIVERSAL FEEDER PIPELINE

H. H. Gubaidullin, Y. M. Isaev, I. I. Shigapov, N. N. Aksenova,

Transportation of liquid and semi-fluid forages on pipes by means of a spiral-screwed working element is the most economic of all ways known in practice on delivery and delivery of forages to animals.