

Обозначения: v_0 – при $f_1 = 0,1$; v_1 – при $f_1 = 0,2$;

Для каждого значения можно определить среднее значение осевых скоростей частицы:

$$\bar{u}_1 = \frac{\sum_0^{2\pi} u_1(\epsilon) \nu \epsilon}{2\rho},$$

или приближенное значение по формуле:

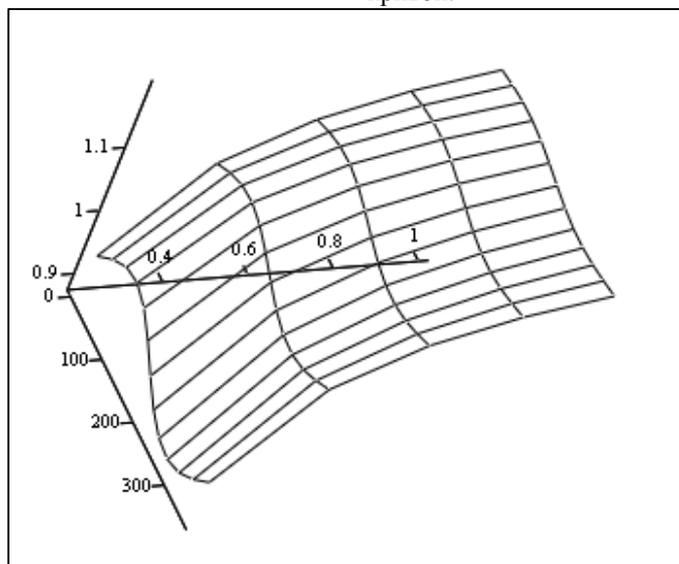
$$\bar{u}_1 = \frac{\sum_{i=1}^n u_{1,i}(\epsilon_i)}{n}. \quad (3)$$

где $u_{1,i}(\epsilon_i)$ – величины осевых скоростей частицы, взятые при соответствующих значениях угла ϵ_i ; n – число суммируемых величин осевых скоростей частицы, входящих в числитель выражения (3).

По числовым значениям, найденным по формуле (3) построена зависимость $\bar{u}_1(f_1)$, из которой видно, что средняя осевая скорость частицы u_1 , находясь в зависимости от коэффициента трения, f_1 , изменяется по закону прямой линии.

Изменение осевой скорости частицы v_1 в зависимости от коэффициента трения f_2 .

Значения осевых скоростей u_1 определяются из графика, построенного для различных значений коэффициентов трения транспортируемого материала о поверхность кожуха транспортера f_2 . На рис. 4 приведены зависимости $v_1 = v_1(\epsilon)$ при различных значениях f_2 для наклонного транспортера. Как видно из графика \bar{u}_1 изменяется в зависимости от f_2 по параболической кривой.



(x, y, v1)

Рисунок 4. Зависимость осевой скорости частицы v_1 от угла положения ее на кожухе ϵ (ось x) и от коэффициента трения f_2 (ось y).

Выводы

1. Осевая скорость транспортируемого материала v_1 в наклонном транспортере, также как и в горизонтальном транспортере, увеличивается с уменьшением коэффициента трения (прямолинейная зависимость). В обоих случаях пружина должна быть тщательно обработана при изготовлении.

2. В наклонном и в горизонтальном транспортере зависимость $\bar{u}_1 = \bar{u}_1(f_2)$ выражается параболической кривой. С увеличением коэффициента трения осевая скорость увеличивается, с уменьшением скорость уменьшается. Желательно, чтобы работа транспортера обеспечивалась при возможно больших значениях, что позволит избежать забивания пружины и кожуха транспортерным материалом

ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКИХ КОРМОВ ПРУЖИНЫМ ТРАНСПОРТЕРОМ

ИСАЕВЮ.М.

Ульяновская государственная
сельскохозяйственная академия,
Ульяновск

Для изучения этого вопроса была рассмотрена схема рабочего процесса раздачи жидких кормов по горизонтальному желобу трапецидальной формы поперечного сечения с наклоном стенок в 45° . Жидкий корм из емкости после открытия затвора самотеком поступает в желоб и перемещается под действием естественного напора с высотой столба $Z_0 = H$ по длине желоба.

По технологическим соображениям, для достижения минимума затрат материалов и энергии, высота емкости принимается не более 1 м. Атмосферное давление одинаково и в емкости, и в самом желобе, поэтому напора равного 1 метру недостаточно для движения жидкого корма на большие расстояния, напри-

мер, до 75 метров. Вращающаяся в желобе пружина с шагом s , примерно, равным диаметру пружины D , служит лишь для создания небольшого напора с целью обеспечения гидравлического уклона i , другими словами для компенсирования гидравлических потерь по длине желоба.

При перемещении материала винтовой поверхностью, пружина укорачивается, поэтому на противоположном от привода конце пружины устанавливается упорное подшипниковое устройство.

Конструктивные параметры пружинно - транспортирующего рабочего органа подбираются для компенсации потерь, так как вращающаяся пружина в данном случае выступает в роли насоса, создающего соответствующее давление в желобе. Давление создаваемое вращающейся пружиной увеличивается пропорционально его длине и частоте вращения.

Уравнение Бернулли относительно плоскости, проведенной через нижнюю точку живого сечения имеет вид:

$$h + idl + \frac{P_0}{rg} + \frac{av^2}{rg} =$$

$$= h + dh + \frac{P_0}{rg} + \frac{a(v+dv)^2}{2g} + dh_{mp} \quad (1)$$

где a - коэффициент кинетической энергии (Кориолиса);

$P_0 = P_{амм}$ - внешнее давление; h - наибольшая глубина потока.

Учитывая, что $(v+dv)^2 = v^2 + 2v dv + (dv)^2$ находим:

$$h + idl + \frac{P_0}{rg} + \frac{av^2}{rg} =$$

$$= h + dh + \frac{P_0}{rg} + \frac{av^2}{2g} + \frac{avdv}{n} + \frac{a(dv)^2}{2g} + dh_{mp} \quad (2)$$

Известно, что $dh_{mp} = \frac{v^2 dl}{C^2 R}$ и $(dv)^2 \rightarrow 0$ сокращая в левой и правой части уравнения (2) слагаемые

$h, \frac{P_0}{rg}, \frac{av^2}{2g}$ находим:

$$idl = dh + \frac{avdv}{g} + \left(\frac{v^2}{C^2 R}\right)dl \quad (3)$$

В случае перемещения жидких кормов по желобу с вращающейся пружиной уравнение (3) запишется в виде:

$$idl + dh_{np} = dh + \frac{avdv}{g} + \left(\frac{v^2}{C^2 R}\right)dl \quad (4)$$

Для нахождения напора, создаваемого пружиной dh_{np} , рассмотрим задачу о распределении давления на вязкую жидкость вдоль горизонтального желоба при вращении в ней пружины.

Пружина средним радиусом r вращается с угловой скоростью W , и движется вдоль трубы с линейной скоростью $u = sW/(2p)$ Диаметр проволоки

пружины обозначим d , ход винта - s , плотность жидкости - r , ее кинематическая вязкость - h .

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

$$P = cFu^2 r / 2 \quad (5)$$

Перепад давления по потоку, обтекающего виток проволоки, определяется по формуле: $\Delta p = mru_0^2 r / 2$, в которую подставляется относительная скорость смеси u_0 , и коэффициент сопротивления Z .

В случае движения жидкости и проволочного винта в канале скорость перемещения жидкости относительно пружины $u_0 = u - v$ где u - линейная

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

Запишем уравнение Бернулли для объема соответствующего шагу винта s вдоль оси x . $\Delta p = rgs$

Умножив на число витков вдоль трубы m , получим значение напора в конце желоба:

$$H_{np} = \frac{m \cdot \Delta p}{rg} = m \frac{m \cdot u_0^2}{2g} \quad \text{Если } m = L/s,$$

тогда

$$H_{np} = m \frac{u_0^2 \cdot L}{2gs} \quad (6)$$

А элемент напора, создаваемого пружиной dh_{np} будет равен:

$$dh_{np} = m \frac{(u-v)^2 \cdot dl}{2gs} \quad (7)$$

Подставляя (7) в (4) получим выражение, позволяющее определить влияние различных параметров на перемещение корма по желобу:

$$idl + m \frac{(u-v)^2 \cdot dl}{2gs} = dh + \frac{avdv}{g} + \left(\frac{v^2}{C^2 R}\right)dl \pm \quad (8)$$

В случае перемещения вязкой жидкости без уклона, равномерно и при $dh = 0$, получим зависимость:

$$Z \frac{(u-v)^2}{2gs} = \left(\frac{v^2}{C^2 R}\right) \quad (9)$$

Из этого выражения можно определить скорость перемещения вязкой жидкости в зависимости от скорости вращения и конструктивных параметров пружины и свойств жидкости:

$$v = C \sqrt{\frac{mR}{2gs}} (u-v) \quad (9)$$

$$\text{Обозначим } k = \frac{1}{C} \sqrt{\frac{2gs}{mR}},$$

получим

$$v = \frac{u}{1+k} \quad (10)$$

В случае, когда $i = 0$, а потери напора

$$h_w = l \frac{lv^2}{d2g}, \text{ тогда уравнение Бернулли запишется:}$$

$$rv^2/2 = \Delta p - rgs - h_w \quad (11)$$

Тогда, подставив значение перепада давления из-за вращения пружины из формулы:

$$\Delta p = mr u_0^2 / 2 = mr(u-v)^2 / 2, \quad (12)$$

в уравнение (11), получим уравнение для определения осевой скорости жидкости:

$$rv^2/2 = rgh - mrl(u-v)^2/s - llv^2/d \quad (13)$$

Приведем его к виду, удобному для решения, и получим квадратное уравнение относительно v :

$$(1 + l \frac{l}{d} + z)v^2 - 2zuv + zu^2 - 2gh = 0. \quad (14)$$

где $z = ml/s$. Дискриминант этого уравнения равен:

$$D = 4 \cdot (2gh(1 + l \frac{l}{d} + z) - zu^2(1 + l \frac{l}{d})) = 0.$$

Величина дискриминанта положительна $D > 0$ только

при $2gh(1 + l \frac{l}{d} + z) > zu^2(1 + l \frac{l}{d}) = 0$. В этом

случае линейная скорость движения должна удовлетворять неравенству:

$$u > \sqrt{2gh(1/z + 1/(1 + l \frac{l}{d}))} = 0.$$

Далее, решая это квадратное уравнение, получаем значение скорости движения жидкости по желобу:

$$v = \frac{zu \pm \sqrt{2gh(1 + l \frac{l}{d} + z) - zu^2(1 + l \frac{l}{d})}}{(1 + l \frac{l}{d} + z)}. \quad (15)$$

Знак выбирается из физических условий, чтобы скорость движения была положительной.

Для жидкости с плотностью $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\eta = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ наблюдается удовлетворительное совпадение результатов эксперимента с теоретической зависимостью $v(n)$. Совпадение результатов эксперимента с теоретической зависимостью подтверждает механизм движения жидкости в сложных условиях вращения проволочного винта в желобе, позволяет использовать полученные в работе данные при разработке и конструировании устройств и агрегатов для транспортировки различных жидкостей при помощи спирально-винтовой пружины.

ВЛИЯНИЕ ЗАБОРНОЙ ЧАСТИ НА ТРАНСПОРТИРОВКУ ЖИДКОСТЕЙ ИЗ ЕМКОСТЕЙ

Исаев Ю.М., Губейдуллин Х.Х.,
Гришин О.П., Аксенова Н.Н.
Ульяновская государственная
сельскохозяйственная академия,
Ульяновск

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработаны, испытаны пружинно-насосные устройства для перекачки жидких и полужидких с материалов, в частности нефтепродуктов. Для выкачки жидкостей из фляг, бочек жидкость захватывается витками пружины и по кожуху перемещается к сливному патрубку.

Для транспортировки высоковязких жидкости из емкостей традиционными способами возникают определенные трудности. В этом случае могут быть использованы: двигатель на 0,2 кВт, кожух полиэтиленовый (нержавеющие материалы) диаметром 38 мм, проволока диаметром 3...4 мм, частота вращения 1500 мин^{-1} .

Пружина средним радиусом r вращается с угловой скоростью ω и движется вдоль трубы с линейной скоростью $u = \omega r / (2p)$. Диаметр проволоки пружины обозначим d , ход винта - s , плотность жидкости - ρ , ее кинематическая вязкость - η .

Сила, действующая на жидкость со стороны одного витка проволочного винта, равна лобовому сопротивлению обтекающего его потока и вызывается разностью давлений по обе стороны потока и напряжениями трения: $P = c F u_0^2 \rho / 2$, где c - коэффициент лобового сопротивления, F - площадь проекции витка на плоскость поперечную движению, u_0 - относительная скорость набегающего потока. Перепад давления по потоку, обтекающего виток проволоки, определяется по формуле: $\Delta p = z \rho u_0^2 / 2$, в которую подставляется скорость смеси u_0 , и коэффициент сопротивления Z .

В случае подъема жидкости и движения проволочного винта в канале скорость перемещения жидкости относительно пружины $u_0 = u - v$ где u - линейная осевая скорость движения проволочного винта, а v - осевая скорость жидкости относительно канала. Запишем уравнение Бернулли данного движения для объема, соответствующего шагу s винта вдоль оси z ,

$$\rho u^2 / 2 = \Delta p - rgs - h_w \quad (1)$$

где h_w - потери напора в трубопроводе на данном участке.

Принимая во внимание, что шаг винта пружины равен 20..60 мм, то на такой длине потери напора в уравнении (4) можно не учитывать. Тогда, подставив значение перепада давления из-за движения пружины из формулы: