

5. Шамкова, Н. Т. Связывающая способность пектиносодержащих пищевых систем / Н. Т. Шамкова // Известия вузов. Пищевая технология. – 2006 № 5. – С. 20 – 25.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ПРОМЫВКИ МОЛОКОПРОВОДА

***В. В. Кирсанов**, д.т.н., профессор ФГОУ «Российская государственная сельскохозяйственная академия»;*

***В. Ю. Матвеев**, аспирант, старший преподаватель кафедры «Организация и технология ремонта машин» ГОУ ВПО «Нижегородский государственный инженерно-экономический институт»*

Аннотация. На процесс мойки оказывают влияние различные факторы, наиболее естественным является гидромеханический. Для снижения затрат на мойку предлагается использовать устройство для очистки с активными рабочими органами, расчет которого представлен в работе. Расчет произведен на основе теории осевых вентиляторов.

Ключевые слова: интенсификация промывки, приводной элемент, воздушный поток, скорость потока, осевой вентилятор

BACKGROUND OF PARAMETERS OF THE HYDROMECHANICAL ARRANGEMENT OF WASHING MILK CONDUCTOR

***V. V. Kirsanov**, the doctor of technical sciences, the professor FGOU «The Russian state agricultural Academy»;*

***V. Y. Matveev**, the post-graduate student, the senior*

teacher of the chair «The Organization and technology of car repair» the Nizhniy Novgorod State Engineering-economic Institute

Annotation. Process of a sink is influenced with the various factors, the most natural is hydromechanical. For decrease in expenses for a sink it is offered to use an arrangement for clearing with active working bodies which calculation is presented in work. Calculation is made on the basis of the theory of axial fans.

The keywords: an intensification of washing, an driving element, airflow, speed of a stream, the axial fan.

Важнейшим фактором процесса мойки являются: гидродинамический фактор, стабилизация температурного режима, использование поролоновых пыжей.

Рассмотрим подробнее интенсификацию гидромеханического фактора очистки. Одним из перспективных методов интенсификации является разработка устройства с вращающимися рабочими органами.

Теоретически данное устройство может быть рассчитано на основе теории осевых вентиляторов и винтовых двигателей, создающих воздушный поток вращающимся винтом. В рассматриваемом нами случае решается обратная задача, когда приводной элемент, воспринимая воздушный поток, заставляет вращаться чистящее устройство (пыж), имеющее внутренние каналы для отвода воздуха. При этом «пыж» под действием перепада давлений совершает также поступательное движение по трубопроводу. В этом случае расход моющего раствора нужен только для «смазывающего» эффекта, которое будет вращаться вместе с пыжом, совершая винтовое движение и эффективно очищая

внутреннюю поверхность молокопровода.

Воздушный поток «Q» (рис. 1) воздействует на приводной элемент (1), выполненный в виде лопастного вентилятора создает вращательный момент « $M_{вр}$ », который через соединительное звено (2), приводит во вращательное движение устройство очистки – пыж (3), в котором выполнены внутренние каналы для прохода воздушного потока. Очевидно, что справа от устройства в трубопроводе действует вакуумметрическое давление $P_{вак}$, а слева устройства конца трубопровода будет атмосферное давление $P_{атм}$. Скорость воздушного потока, поступающего на приводной элемент, будет пропорциональна разности давлений ($P_{атм} - P_{вак}$).

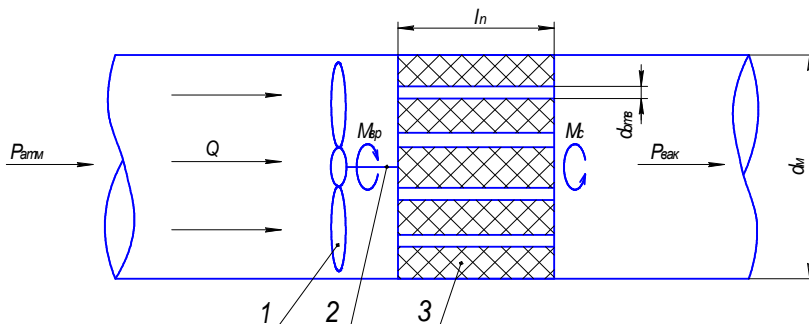


Рис. 1. Схема расчета устройства очистки молокопровода:
1 – приводной элемент; 2 – соединительное звено;
3 – устройство очистки

Условное вращение потока запишется следующим образом:

$$M_{вр} \geq M_c, \quad (1)$$

где $M_{вр}$, M_c – соответственно вращательный момент, создаваемый приводным элементом, и момент сопротивления потока.

Рассмотрим сначала $M_{вр}$. Приводной элемент представляет собой рабочее колесо вентилятора (турбины),

поэтому его расчет целесообразно вести на основе теории осевых вентиляторов [1], основы которой были заложены Н. Е. Жуковским, который предположил, что обтекание замкнутой кольцевой решетки профилей вентилятора расположенной на поверхности цилиндра, цилиндрическим потоком происходит так же, как обтекание соответствующей ей бесконечной плоской решетки плоскопараллельным потоком. Эту гипотезу ученый подтвердил опытом. Исходя из вышесказанного, изучение обтекания лопаточных венцов осевого вентилятора в основе своей сводится к рассмотрению плоских решеток.

Подробнее рассмотрим геометрические параметры, характеризующие решетку профилей и поток.

Одинаковые профили в решетке (рис. 2) расположены друг от друга на равных промежутках и установлены под одинаковым углом к фронтальной линии решетки. Линия, перпендикулярная к фронтальной линии, называется осью решетки. Расстояние между сходственными точками соседних профилей называется шагом решетки t ; угол наклона профиля, под которым понимается наклон его хорды b к фронту решетки, – углом установки θ_r . Иногда удобно пользоваться геометрическим выносом решетки (β_r – углом наклона профиля к оси решетки. Профиль характеризуется: средней линией, равноотстоящей от верхней и нижней границ профиля; хордой b , которая представляет собой прямую, стягивающую среднюю линию; углом изгиба профиля $\varphi_1 + \varphi_2$; стрелой прогиба f ; максимальной толщиной c ; положением стрелы прогиба x_f и мака мальной толщины x_c . Линейные параметры профиля и решетки принято выражать в долях хорды: $\bar{c} = c:b$ – относительная толщины профиля; $\bar{f} = f:b$ – относительная вогнутость профиля; $\bar{x}_c = x_c:b$ – положение

максимальной толщины вдоль хорды; $\overline{x_f} = x_f:b$ – положение максимальной стрелы прогиба вдоль хорды; $\overline{t} = t:b$ – относительный шаг решетки. Удобнее пользоваться не относительным шагом \overline{t} , а обратной величиной – густотой решетки $g' = b:t$.

Поток, обтекающий решетку, характеризуется величиной и направлением скорости, давлением и плотностью в различных сечениях. Направление потока будем задавать как относительно фронтальной линии и оси решетки, так и относительно самого профиля.

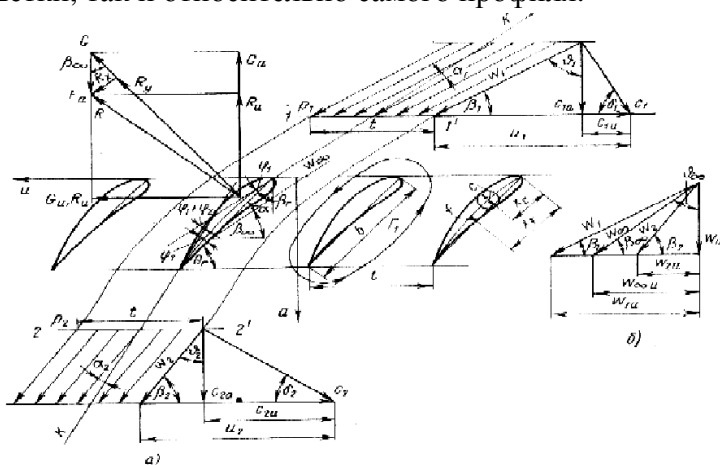


Рис. 2. Параметры решетки профилей и потока:
а – треугольники скоростей и силы, действующие на профиль в решетке; б – совмещенные треугольники скоростей в решетке рабочего колеса в относительном движении

Обозначим сечения, параллельные фронтальной линии: далеко перед решеткой 1–1', далеко за ней – 2–2'.

Введем следующие обозначения (рис. 2): ω_1 –

скорость потока при входе в решетку; β_1, v_1 – угол входа потока в решетку – угол между направлением скорости ω_1 и фронтальной линией или осью решетки, соответственно $\beta_1 + v_1 = 90^\circ$; α_1 – угол атаки при входе в решетку – угол между направлением скорости и касательной к средней линии в носике профиля; ω_2 – скорость потока при выходе из решетки; β_2, v – угол выхода потока из решетки – угол между направлением скорости ω_2 и фронтальной линией или осью решетки, соответственно $\beta_2 + v_2 = 90^\circ$; $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = v_1 - v_2$ – отклонение потока в решетке; α_2 – угол отставания потока от касательной к средней линии в хвостике профиля; ω_∞ – средняя векторная скорость, равная полусумме векторов ω_1 и ω_2 ; β_∞, v_∞ – углы притекания средней скорости (углы между скоростью и фронтальной линией или осью решетки соответственно), $\beta_\infty + v_\infty = 90^\circ$; α – угол атаки профиля в решетке – угол между направлением средней скорости ω_∞ и хордой; p_1 и p_2 – статическое давление соответственно в сечениях 1–1' и 2–2'. В теории решеток обычно пользуются углами с осью решетки.

Относительная скорость ω_1 вместе с переносной скоростью u_1 и абсолютной скоростью c_1 образуют треугольник скоростей на входе во вращающееся рабочее колесо. Аналогичные скорости образуют треугольник скоростей за рабочим колесом (рис. 2, а).

Выведем уравнение Бернулли из закона сохранения энергии. Выделим сечениями 1–1' и 2–2', расположенными далеко перед лопатками вентилятора и за ними, элементарную кольцевую струю толщиной dr , ограниченную радиусами r и r_2 (рис. 3).

Энергия dE , подведенная в абсолютном движении элементами dr лопаток рабочего колеса к элементарному секундному объему воздуха dQ , равна сумме секундной работы сил давления $dE_{\text{дав}}$, приращения кинетической

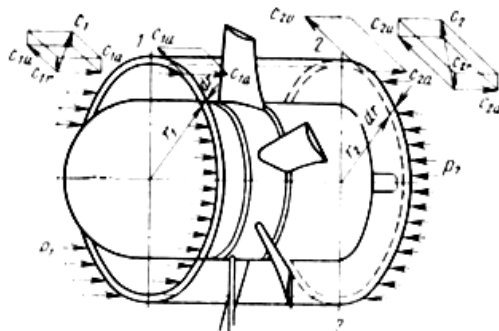


Рис. 3. Кольцевая струйка в проточной части вентилятора

энергии $dE_{\text{кин}}$ секундной массы dm и потерь механической энергии $dE_{\text{тр}}$, связанных с вязкостью воздуха, т.е.:

$$dE = dE_{\text{дав}} + dE_{\text{кин}} + dE_{\text{тр}}. \quad (2)$$

Толщина цилиндрической струйки тока dr выбрана столь малой, что в ее пределах скорость, давление и плотность можно считать неизменными. Площадь сечения струйки $dF = 2\pi r dr$. Секундная масса воздуха, проходящая через сечение 1–1', $dm = \rho_1 dQ_1 = \rho_1 2\pi r dr_1 = \rho_1 c_{1a} dF_1$. Для сечения 2–2', $dm_2 = \rho_2 c_{2a} dF_2$. Здесь c_{1a} и c_{2a} – скорости, нормальные соответственно площадям сечений dF_1 и dF_2 .

Струйка тока образована поверхностями тока, проходящими через контуры, которые в рассматриваемом случае представляют собой окружности с радиусами r_1 и $r_1 + dr_1$, r_2 и $r_2 + dr_2$.

Поверхность тока состоит из таких линий тока, в каждой точке которых скорости в данный момент направлены по касательным. Рассматривается только такое – установившееся – движение воздуха, при котором в каждой точке потока скорость, давление и плотность не изменяются во времени. При установившемся движении остаются неизменными и линии тока.

Согласно определению струйки тока поток может входить или выходить из выделенного участка ее только через торцевые сечения dF_1 и dF_2 . Уравнение неразрывности $dm_1 = dm_2 = dm$, согласно которому секундная масса остается неизменной для любого сечения струйки, может быть записано следующим образом:

$$\rho_1 c_{1a} dF_1 = \rho_2 c_{2a} dF_2 = \rho c_a dF . \quad (3)$$

В связи с тем, что давление, создаваемое вентиляторами, и их окружные скорости относительно невелики, воздух можно считать несжимаемым и положить $p_1 = p_2 = p$. При этом уравнение неразрывности (3) принимает один из следующих видов:

$$c_{1a} dF_1 = c_{2a} dF_2 = c_a dF; dQ_1 = dQ_2 = dQ . \quad (4)$$

Секундная работа сил давления в сечении 1—1' $dE_{1\partial av} = \rho_1 2\pi r_1 dr_1 c_{1a}$. Кинетическая энергия элементарной секундной массы $dm_1 = dE_{1кин} = dm_1 C_1^2 / 2$.

Аналогично для сечения 2—2' $dE_{2кин} = dm_2 C_2^2 / 2$, $dE_{2\partial av} = \rho_2 2\pi r_2 dr_2 c_{2a}$.

При этом $dE_{\partial av} = (dE_2 - dE_1)_{\partial av} = \rho_2 dQ_2 - \rho_1 dQ_1 = (\rho_2 - \rho_1) dQ$; $dE_{кин} = (dE_2 - dE_1)_{кин} = dm_2 C_2^2 / 2 - dm_1 C_1^2 / 2 = (C_2^2 - C_1^2) dm / 2$.

Подставив выражение для $dE_{\partial av}$ и $dE_{кин}$ в выражение (2), разделив его обе части на dQ и обозначив подведенную энергию, приходящуюся на единицу секундного объема, через $\rho_{тв}$, потерю механической энергии на единицу секундного объема — через $\Delta\rho_0$ и приняв во внимание уравнение неразрывности (3), получим:

$$\rho_{тв} = \rho_2 - \rho_1 + \rho C_2^2 / 2 - \rho C_1^2 / 2 + \Delta\rho_0 . \quad (5)$$

Введем уравнение Эйлера, которое для вентилятора устанавливает связь между величиной мощности, подведенной к валу вентилятора, и изменением параметров потока при прохождении его через рабочее колесо. Урав-

нение это непосредственно вытекает из теоремы о моменте количества движения. Согласно этой теореме изменение момента количества движения выделенной секундной массы воздуха равно сумме моментов всех внешних сил, приложенных к этой массе.

Рассмотрим кольцевую струйку, ограниченную сечением 1–1' перед рабочим колесом вентилятора и сечением 2–2' за ним (рис. 3). Чтобы полностью учесть энергию, которая передается потоку лопатками рабочего колеса, сечение 2–2' за лопатками нужно выбрать там, где уже закончилось их воздействие на поток, то есть там, где энергия потока уже перестала изменяться. Теоретически это сечение находится на бесконечности за лопатками. Практически сечение 1–1' выбирается на расстоянии, равном примерно половине хорды лопатки b , а сечение 2–2' – на расстоянии, равном примерно хорде. При наличии других решеток перед решеткой колеса и за ней имеет место незначительное взаимное влияние, которым, как правило, при рассмотрении средних значений скоростей и давлений пренебрегают. В этом случае сечения 1–1' и 2–2' выбираются в середине осевых зазоров между решетками. Эти зазоры обычно составляют $(0,2 - 0,6) b$.

Взаимное влияние решеток необходимо учитывать при рассмотрении динамических процессов на лопатках, связанных с их неустановившимся обтеканием.

В общем случае скорость потока перед вентилятором и за ним может иметь осевую, радиальную и тангенциальную составляющие. Однако ввиду того, что мы будем составлять уравнение моментов относительно оси вращения рабочего колеса, две первые составляющие можно не рассматривать, так как моменты соответствующих количеств движения будут равны нулю.

Силы давления на торцевых сечениях цилиндрической струйки направлены параллельно оси венти-

лятора, и момент их равен нулю. По той же причине следует учитывать только момент от тангенциальной составляющей R_u силы реакции R со стороны профиля на поток (рис. 2). Имея это в виду, можно написать, что

$$dm_2 c_{2u} r_2 - dm_1 c_{1u} r_1 = z dR_u r, \quad (6)$$

где z – число лопаток.

Умножим левую и правую части выражения (2) на угловую скорость рабочего колеса ω и учтем, что $dm_1 = dm_2 = \rho dQ$. При этом справа произведение из момента на угловую скорость даст элементарную мощность dN , передаваемую потоку элементами лопаток dr :

$$\rho dQ = (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) = dN \quad (7)$$

Разделив это выражение на элементарный секундный объем dQ , получим справа мощность, приходящуюся на единицу секундного объема воздуха, $\rho_{тв}$:

$$\rho c_{2u} u_2 - \rho c_{1u} u_1 = \rho_{тв} \quad (8)$$

Для осевого вентилятора обычно $u_2 = u_1 = u$. Таким образом, уравнение Эйлера будет выглядеть следующим образом:

$$\rho_{тв} = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) \quad (9)$$

Члены уравнения (8) имеют размерность давления. Поэтому величину $\rho_{тв}$ называют теоретическим давлением. Если бы не было потерь в вентиляторе, то вся подведенная к нему мощность шла бы на увеличение полного давления потока при данном значении Q и в этом случае вентилятор развивал бы давление, равное $\rho_{тв}$.

Перейдем к рассмотрению мощности сопротивления, оказываемой приводному элементу со стороны потока, которую в общем виде можно записать:

$$N_c = M_c \cdot \omega \quad (10)$$

Выразим величину элементарного момента сопротивления участка боковой поверхности пыжа площадью dF , на поверхности которого при контакте с трубопроводом вызывает тангенциальная сила $dF_{тр} \tau$ (рис. 4).

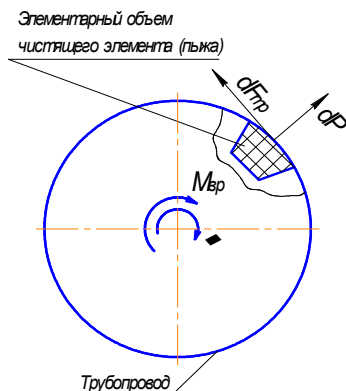


Рис. 4. Сопротивление участка боковой поверхности пыжа

Величину элементарной тангенциальной силы трения можно записать:

$$dF_{\text{тр}} \tau = f dP, \quad (11)$$

где f – коэффициент трения на поверхности трубопровода;
 dP – сила нормального давления на поверхности потока.

Тогда вызываемой этой силой элементарный момент сопротивления запишется:

$$M_c = dF_{\text{тр}} \tau r. \quad (12)$$

Подставляя последнее выражение в (10) получим:

$$dN_c = dM_c \omega = dF_{\text{тр}} \tau \omega r = dF_{\text{тр}} u = f dP u \quad (13)$$

Приравняв левые части уравнений (7) и (13), и учитывая, что $u = u_1 = u_2$, записываем выражение для «элементарного» мощностного баланса:

$$\rho dQ u (C_{24} - C_{14}) = f dP u \quad (14)$$

Очевидно, что условие для вращения элемента пыжа будет выполнено, если:

$$\rho dQ (C_{24} - C_{14}) \geq f dP. \quad (15)$$

Откуда сила нормального давления пыжа на поверхность dP не должна превышать:

$$dP \leq \frac{\rho dQ(C_{24} - C_{14})}{f} \quad (16)$$

Это же выражение является условием для осуществления вращательного движения пыжа.

Рассмотрено условие поступательного движения пыжа по трубопроводу. Очевидно, что оно будет определяться из выражения:

$$ma = \Delta p F - F_{\text{тр}} . \quad (17)$$

Список литературы

1. Жуковский, Н. Е. Вихревая теория гребневого винта / Н.Е. Жуковский // М.: ГТТИ. – 1949. – с. 494 – 528.

МОДЕРНИЗИРОВАННЫЙ СОШНИКОВЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ПОСЕВНОГО ЛОЖА

В. В. Косолапов, преподаватель кафедры «Механика», ГОУ ВПО «Нижегородский государственный инженерно-экономический институт»

Аннотация. Получение высокой урожайности сельскохозяйственных культур зависит от многих факторов, в том числе от качества выполнения технологических операции, т.к. каждая из них представляет собой сложную последовательность физических процессов, нарушение которых приводит к ухудшению конечного результата. Одним из направлений улучшения этих показателей, является совершенствование технических характеристик рабочих машин. В данном докладе мы рассмотрим направление возможной модернизации машин для посева, а имен-