

УДК 665.1 – 665.3

ВЛИЯНИЕ ПРОТИВОТОКОВ В ШНЕКОВОМ ПРЕССЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Дидур В.А., д.т.н.,
Ткаченко В.А., к.т.н.,
Ткаченко А.В., к.т.н.,
Дидур В.В., к.т.н.
Тел. (0619) 44-02-74

Аннотация – впервые при описании гидродинамики мезги, как коллоидной системы, в рабочей зоне шнекового пресса введена эффективная вязкость в виде степенного уравнения и рассмотрены основные потоки в их взаимосвязи. Дана методика получения действительной скорости мезги в любой точке канала витка сложением значений поступательной (параллельно оси z) и циркуляционной (параллельной оси x) компонент вектора скорости.

Ключевые слова – шнековый пресс, гидродинамика мезги, коллоидная система, эффективная вязкость, противопоток, циркуляционный поток.

Постановка проблемы. При отжиге растительных масел одновременно протекают два физических процесса: прессование пористого «скелета» мезги и фильтрация масла через слой этого скелета.

Основной рабочий орган шнекового пресса – шнековый вал, собранный из отдельных витков (шнечков), насаженных на общий вал. Шнековый вал установлен в зеерном барабане. Благодаря уменьшению объёма витка материал, находящийся в нём подвергается сжатию. Под воздействием возникающего давления масло отжимается из мезги, проходит через зазоры в зеерном барабане. Жмых выталкивается из зеера, объём которого управляется на выходе из шнека с помощью регулировочного устройства. Эффективность работы пресса должна обеспечиваться путём компромиссного сочетания различных факторов с учётом производительности шнекового пресса, обрабатываемой культуры, её масличности, места процесса отжима в технологической цепочке переработки семян и масличности жмыха на выходе из пресса.

Для решения общей проблемы прессования мезги и фильтрации масла необходимо, прежде всего, описать гидродинамику потоков мезги в ра-

бочей зоне шнекового вала пресса и подготовить исходные данные для разработки математической модели консолидации мезги в шнековом прессе.

Анализ последних исследований Оценкой и возникновением потоков при исследовании процессов, происходящих в шнековых прессах при переработке семян масличных культур занимались В.А. Масликов и П.И. Чечевицын [1, 2]. Так как мезга в первом приближении может рассматриваться как весьма вязкая жидкость, то можно проанализировать течение её внутри зеера с точки зрения гидродинамики. При этом авторы при работе шнекового пресса рассматривали два потока: один вынужденный, вызванный вращением шнекового вала и направленный вдоль винтового канала; второй – противоток, вызванный градиентом давления, появляющемся в результате противодействия выходящей из пресса ракушки. Второй поток делили на противоток вдоль винтового канала, вызванный градиентом давления; противоток в зазоре между вершиной нитки и внутренней поверхностью зеера; противоток в угол разрыва нитки витка, вызываемый также градиентом давления. Для нахождения поля скоростей потоков использовались уравнения Навье – Стокса и метод обращённого движения винта и зеера, который применяется при изучении экструдеров.

В представленных исследованиях не рассматривается теория циркуляционного потока поперёк винтового канала. Поэтому из рассмотрения только вынужденного потока и противотока вдоль винтового канала можно прийти к выводу, что в канале шнекового вала вследствие существования противотока появляется область обратного течения, в которой мезга движется в направлении от регулирующего устройства к загрузочной воронке, чего на самом деле быть не может. Для того чтобы получить правильное представление о действительном течении жидкости в канале червяка, необходимо одновременно с продольным течением рассматривать поперечное течение.

Аналитическое выражение величины противотока в угол разрыва нитки витка, полученное В.А. Масликовым и П.И. Чечевицыным, не подтверждается экспериментально.

Формулировка целей статьи. Целью данной работы является разработка исходных требований к созданию математической модели процесса отжима масла из мезги масличного сырья путём исследования гидродинамики вязкой массы в рабочей зоне шнекового пресса.

Основная часть. При работе внутри зеера возникают пять потоков: вынужденный поток (прямой поток), противоток, циркуляционный поток и два потока утечки один в зазоре между вершиной нитки и внутренней поверхностью зеера, второй в угле разрыва нитки витка. Вынужденный поток (прямой поток) представляет собой поступательное течение мезги, которое возникает как следствие относительного движения шнекового вала и зеера [3]. Противопоток можно рассматривать как те-

чение мезги в обратном направлении, возникающее под действием развивающегося давления в механизме регулировки толщины ракушки. Циркуляционный поток движется поперёк винтового канала. Перепад давлений, возникающий вследствие сопротивления в витках шнекового вала и в механизме регулировки между двумя его боковыми поверхностями, вызывает появление обоих видов утечек в шнековом прессе.

В общем виде задача отыскания полей скоростей и давлений, а также расчёта расходов потоков сводится к совместному решению системы уравнений неразрывности, движения и уравнений, описывающих физическое состояние мезги, при соответствующих граничных условиях. Решения такой системы для ньютоновских жидкостей хорошо известны [4]. Попытки решения проблемы для аномально-вязких жидкостей приводят к сложным громоздким математическим выкладкам. Один из путей решения проблемы рассмотреть течение ньютоновских жидкостей с введением в расчёты эффективной вязкости.

Течение высокомолекулярных, высокополимерных, систем коллоидных и грубодисперсных веществ не подчиняется закону Ньютона. Все эти системы можно назвать «неньютоновскими жидкостями». Градиент скорости их течения не пропорционален напряжению сдвига, но с увеличением последнего растёт либо быстрее, либо медленнее, а начало необратимой деформации вещества, т.е. начало течения, не всегда совпадает с началом координат [5].

Вязкость для ньютоновских жидкостей величина постоянная. Для неньютоновских жидкостей отношение касательного напряжения к скорости сдвига непостоянно при данной температуре, оно меняется в зависимости от величины касательного напряжения (или скорости сдвига). Эти особенности обычно учитываются понятием эффективной вязкости неньютоновских жидкостей. Для определения кривой текучести неньютоновских жидкостей экспериментально подтверждается связь напряжения сдвига и скорости сдвига степенным уравнением

$$\tau = k \left(\frac{dv}{dy} \right)^n, \quad (1)$$

где n и k – реологические константы индекса течения и индекса плотности.

Уравнение (1) справедливо для эффективной вязкости

$$\eta_{эф} = \frac{\tau}{dv/dy} = \frac{k}{(dv/dy)^{1-n}} k \left(\frac{dv}{dy} \right)^{1-n}. \quad (2)$$

На рис. 1 представлена схема шнекового пресса с двухзаходными витками. Хотя в основном в шнековых прессах применяются однозаходные витки, уравнения, описывающие процесс прессования, выводятся в самой общей форме, применяемой к шнекам при любом числе заходов [3]. Для описания движения мезги в рабочем канале

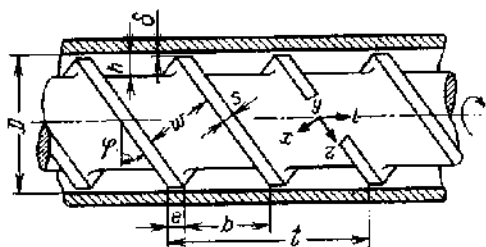


Рис. 1. Схема расположения координатных осей и обозначения геометрических параметров шнекового вала.

шнекового пресса безразлично, вращается ли шнековый вал внутри неподвижного зеера или наоборот, зеер вращается вокруг неподвижного шнекового вала.

По этой причине для упрощения будем считать зеер вращающимся, а шнековый вал неподвижным [3]. Расположение связанной с шнековым валом неподвижной системы координатных осей x, y, z и вспомогательной оси l показано на рис.2. Ось z ориентирована вдоль оси винтового канала шнекового вала, ось l – вдоль оси шнекового вала. При этом корпус будет изображаться бесконечной плоскостью, движущейся над развёрнутыми каналами в перпендикулярном к оси l направлении.

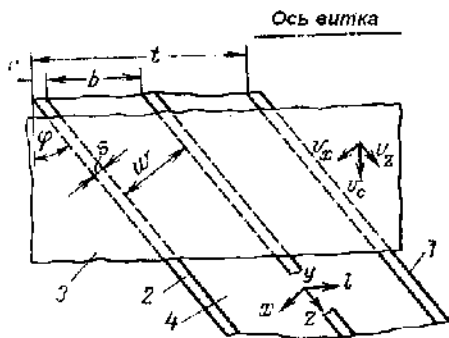


Рис. 2. Развёртка винтового канала шнекового пресса на плоскости: 1 – стенка канала; 2 – развёртка витка; 3 – поверхность корпуса; 4 – канал.

Окружную скорость корпуса V_c можно разложить на две взаимно перпендикулярные компоненты V_z и V_x , соответственно направленные вдоль и поперёк канала червяка. Аналогично, скорость жидкости в любой точке канала характеризуется соответствующей величиной взаимно перпендикулярных компонент v_z и v_x . Существование скорости поперечного течения v_x и одновременное соблюдение условия неразрывности потока приводит к возникновению в канале течения жидкости в направлении оси y со скоростью v_y . Величина этой скорости особенно значительна у передней и задней стенок канала, у которых жидкость, текущая в поперечном направлении, изменяет направление течения. При изотермическом ламинарном режиме в канале постоянного поперечного сечения в виду малости величины отношения глубины канала h к

описывающие процесс прессования, выводятся в самой общей форме, применяемой к шнекам при любом числе заходов [3]. Для описания движения мезги в рабочем канале

шнекового пресса целесообразно применить метод обращённого движения. Очевидно, что для работы

шнекового пресса целесообразно применить метод обращённого движения. Очевидно, что для работы

Окружную скорость корпуса V_c можно разложить на две взаимно перпендикулярные компоненты V_z и V_x , соответственно направленные вдоль и поперёк канала червяка. Аналогично, скорость жидкости в любой точке канала характеризуется соответствующей

величиной взаимно перпендикулярных компонент v_z и v_x . Существование скорости поперечного течения v_x и одновременное соблюдение условия неразрывности потока приводит к возникновению в канале течения жидкости в направлении оси y со скоростью v_y . Величина этой скорости особенно значительна у передней и задней стенок канала, у которых жидкость, текущая в поперечном направлении, изменяет направление течения. При изотермическом ламинарном режиме в канале постоянного поперечного сечения в виду малости величины отношения глубины канала h к

его ширине w можно предположить, что скорость в направлении канала v_z является функцией координат x и y . В то время как v_x – функцией только координаты y . Составляющая v_y наблюдается только вблизи нарезки червяка и её влияние обычно не рассматривается.

Тогда с учётом допущения о смачиваемости мезгой стенок канала и незначительности массовых сил для неньютоновской жидкости уравнения движения имеют вид [6]:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta_{\dot{\gamma}} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \right); \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta_{\dot{\gamma}} \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}. \quad (4)$$

При граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_z &= 0 \quad \text{ї} \quad \delta \text{є} \quad x = 0 \text{є} \quad x = w; \quad y = 0; \\ v_z &= V_z \quad \text{ї} \quad \delta \text{є} \quad y = h; \quad V_z = \pi ND \cos \varphi; \\ v_x &= 0 \quad \text{ї} \quad \delta \text{є} \quad y = 0; \quad 0 \leq x \leq w; \\ v_x &= V_x \quad \text{ї} \quad \delta \text{є} \quad y = h; \quad 0 \leq x \leq w; \quad V_x = \pi ND \sin \varphi. \end{aligned} \quad (5)$$

Решение уравнения (3) в форме [6]

$$v_z(x, y) = v_{zd}(x, y) + v_{zp}(x, y); \quad (6)$$

имеет вид:

$$v_{zd} = \frac{4V_z}{\pi} \sum_{g=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{g} \frac{\text{sh}(g\pi y/w)}{\text{sh}(g\pi h/w)} \sin(g\pi x/w); \quad (7)$$

$$v_{zp} = \frac{1}{v_{\rightarrow\phi}} \frac{\partial p}{\partial z} \left\{ \frac{y^2}{2} - \frac{hy}{2} + \frac{4h^2}{\pi^3} \sum_{g=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{g^3} \frac{\text{ch}\left[\frac{g\pi(2x-w)}{2h}\right]}{\text{ch}\left[\frac{g\pi}{2(h/w)}\right]} \sin g\pi \frac{y}{h} \right\}. \quad (8)$$

Решением уравнения (4) является выражение

$$v_x = -V_x \frac{y}{h} - \frac{1}{v_{эф}} \frac{\partial p}{\partial x} (yh - y^2). \quad (9)$$

В уравнении (6) первый член характеризует распределение скоростей вынужденного (прямого) потока вследствие прилипания мезги к зеру, а второй член характеризует распределение скоростей противотока вследствие градиента противодавления.

На рис. 3 приведена схема поперечного сечения канала, где граничные условия представлены особенно наглядно.

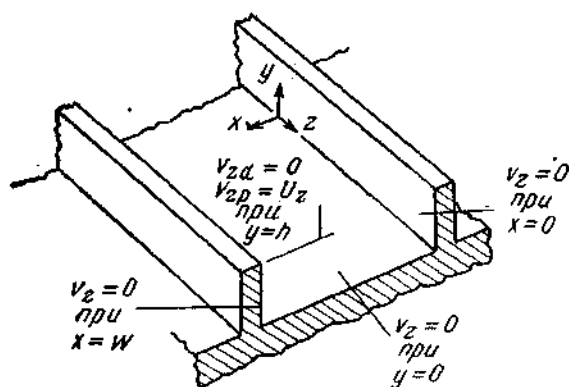


Рис. 3. Поперечное сечение канала. Граничные условия потока и противотока.

граничные условия представлены особенно наглядно.

Интегрируя уравнение (7) по площади поперечного сечения канала, получим величину объемного расхода поступательного потока [3]:

где n_k – число параллельных каналов червяка.

Наиболее удобная форма

$$q_d = n_k \int_0^w \int_0^h v_z dx dy, \quad (10)$$

результата интегрирования:

$$q_d = \frac{n_k V_z w h}{2} F_d, \quad (11)$$

где F_d – коэффициент формы для расхода вынужденного потока, полученный при интегрировании уравнения (7), и который определяется из выражения

$$F_d = \frac{16}{\pi^3 h/w} \sum_{g=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{g^3} \text{th} \left[\frac{g\pi(h/w)}{2} \right]. \quad (12)$$

Величина F_d зависит только от геометрии канала червяка и полностью определяется отношением глубины канала к его ширине, h/w .

В винтовом канале шнекового пресса существует градиент давления $\partial p / \partial z$, так как основная технологическая задача шнекового пресса выдавить масло из мезги. Это осуществляется созданием со-

противления в витках шнекового вала и механизма регулировки противодавления.

Интегрируя уравнение (8) по площади поперечного сечения канала, получим объёмный расход противотока, являющийся следствием существования в канале градиента давлений. Этот объёмный расход равен:

$$q_p = -\frac{n_k w h^3}{12 \nu_{\text{эф}}} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) F_p, \quad (13)$$

где F_p – коэффициент формы для расхода противотока.

Так же как и коэффициент формы вынужденного потока, коэффициент формы противотока зависит только от отношения глубины канала к его ширине h/w :

$$F_p = 1 - \frac{192 h/w}{\pi^5} \sum_{g=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{g^5} \text{th} \left[\frac{g\pi}{2h/w} \right]. \quad (14)$$

Поскольку направление относительного движения зера составляет острый угол с осью винтового канала шнекового вала z , мезга в канале движется не только вдоль оси канала, но также и поперёк канала, в направлении перпендикулярном к стенкам канала, как это показано на рис. 2. Поперечное течение увеличивает значение мощности, расходуемой шнековым валом, и влияет на процесс теплопередачи в прессе и на возможность использования шнекового вала в качестве смесителя.

Градиент давления в поперечном направлении канала может быть найден из условия циркуляции мезги в этом направлении, при котором

$$\int_0^h v_x dy = 0.$$

Это даёт

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{6 \nu_{\text{эф}} V_x}{h^2}. \quad (15)$$

Подстановка (15) в уравнение (9) приводит к соотношению

$$v_x = V_x \frac{y}{h} \left(2 - 3 \frac{y}{h} \right). \quad (16)$$

Выведенные уравнения полностью описывают распределение скоростей, которое существует в канале витка шнекового вала. Исключение составляет только расположенные у стенок канала области, в которых поперечный поток меняет направление. При повороте потока у стенки канала, естественно, возникает компонента скорости v_y , перпендикулярная дну канала. Эта вертикальная компонента до сих пор не учитывалась. Однако более внимательное рассмотрение линий тока в этих местах позволяет лучше разобраться в работе шнекового пресса.

$$v_z = V_z \left[(1 - 3a) \frac{y}{h} + 3a \left(\frac{y}{h} \right)^2 \right], \quad (17)$$

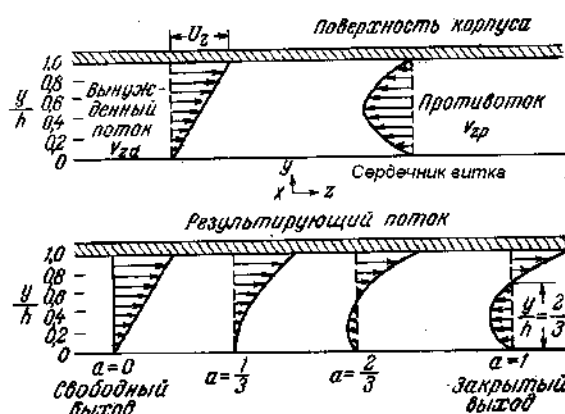


Рис. 4. Профили скоростей потока, направленного по оси канала.

Если пренебречь влиянием стенок, то уравнение (6) сводится к выражению [7], где

$$a = -\frac{q_p}{q_d} = \frac{h^2}{6V_z} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{F_p}{F_d}. \quad (18)$$

Физический смысл коэффициента a состоит в том, что a – это отношение расхода противотока q_p к расходу вынужденного потока q_d . Характеризует степень «дресселирования» мезги в канале шнекового вала и может быть использовано для анализа профиля скоростей потока.

Наиболее типичные эпюры скоростей, рассчитанные по этому уравнению, представлены на рис. 4.

Эпюра скоростей вынужденного потока имеет форму прямоугольного треугольника, а эпюра скоростей потока – параболы. Фактический профиль скоростей потока устанавливается в результате наложения на профиль скоростей вынужденного потока профиля скоростей противотока. Эпюры результирующего профиля скоростей со-

ответствуют различным значениям отношения расхода противотока к расходу вынужденного потока.

Эюра скоростей, построенная для $a = 1/3$, представляет особый интерес, так как обеспечивает максимальную производительность шнекового пресса при любом противодействии в регулирующем устройстве [3, 6].

Однако из рассмотрения только этих эюр, характеризующих распределение скоростей в плоскости, параллельной оси винтового канала (ось z), можно прийти к выводу, что в канале витка вследствие существования противотока появляется область обратного течения, в которой жидкость движется в направлении от регулировочного устройства к загрузочной воронке.

За исключением утечек через кольцевой зазор и в угол разрыва нитки витка в действительности ни при каких условиях работы шнекового пресса в канале витка не возникают течения, направленного противоположно основному потоку. Так называемый «противоток» в действительности представляет собой просто проекцию скоростей истинного потока на оси z в любой точке канала. Это воображаемое течение, образованное проекциями скоростей действительного потока, может оказаться направленным в обратную сторону, хотя векторы скорости суммарного потока в этих же точках направлены в сторону регулирующего устройства.

Несмотря на это, предположение о существовании обратно направленного течения противотока, вызванного давлением в регулирующем устройстве, оказывается весьма полезным для анализа зависимости производительности шнекового пресса от давления в регулирующем устройстве и от геометрических размеров шнекового вала. Для того чтобы получить правильное представление о действительном течении жидкости в канале червяка, необходимо одновременно с продольным течением рассматривать поперечное течение, которое возникает в результате существования нормальных компонент скорости потока, являющихся проекциями истинных скоростей потока на ось x .

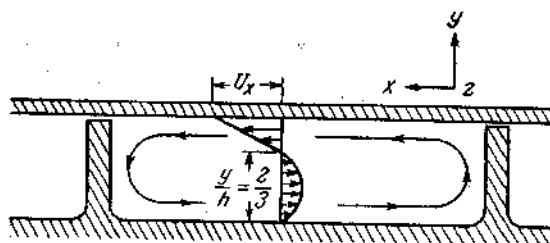


Рис. 5. Профиль скоростей циркуляционного течения.

сывается уравнением (17) при $q_x = 0$, а $c = 1$. Распределение скоростей

Эюра скоростей потока, существующего в нормальном сечении канала, т.е. в плоскости, параллельной оси x , представлена на рис. 5. Поперечный поток фактически представляет циркуляционное течение, поле скоростей которого приближенно описывается

поперечного потока не зависит от давления в регулировочном устройстве и полностью определяется геометрическими размерами канала и скоростью вращения шнека.

Для того чтобы представить себе истинное распределение скоростей в трёхмерном потоке, необходимо векторно сложить компоненты скорости в каждой точке (рис. 6, а) [3].

Значения поступательной (параллельно оси z) и циркуляционной (параллельной оси x) компонент вектора скорости рассчитаны для различных значений отношения y/h при режиме свободного выхода ($a=0$), закрытого выхода, или нулевого расхода ($a=1$) и для промежуточного режима ($a=0,5$). Эти компоненты показаны пунктиром на рис. 6, а. Отметим, что, как это было указано выше, поперечная компонента вектора скорости не зависит от режима работы и при изменении a остаётся постоянной. Векторы, изображающие фактическую скорость в каждой точке потока, показаны на рис. 6, б сплошными стрелками.

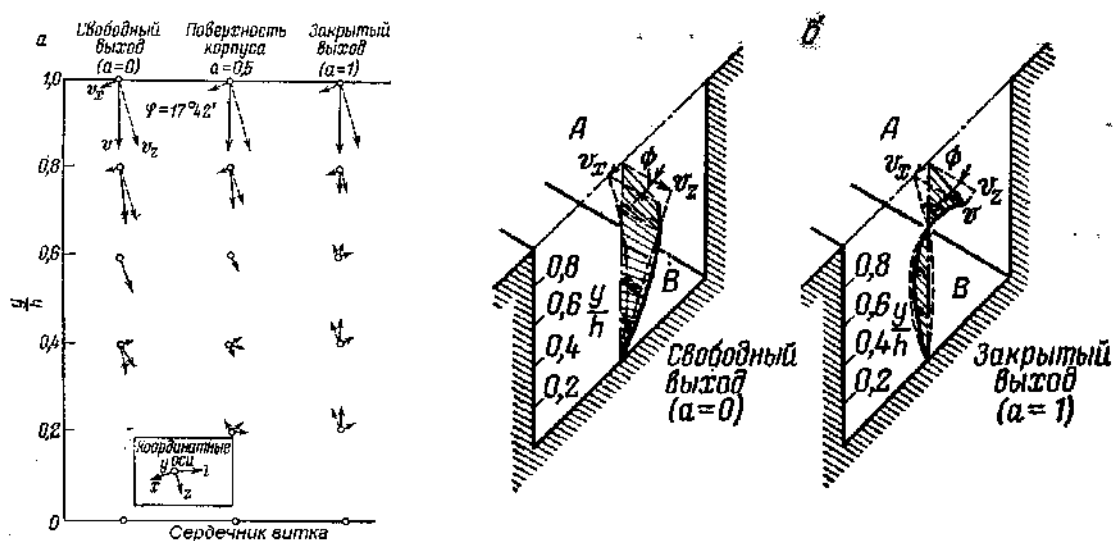


Рис. 6. Распределение скоростей в винтовом канале шнекового прес-са: а – векторная сумма скоростей; мезга движется вдоль оси l ; б – пространственная диаграмма распределения скоростей в канале шнекового вала (А – внутренняя поверхность зеера; В – виток шнекового вала).

Необходимо заметить следующее:

1) Ни при каких условиях в канале червяка не возникает локальных скоростей, направленных к загрузочной воронке, проекции которых на ось l имели бы отрицательный знак.

2) Ни при каких условиях в канале червяка не существует поверхности, на которой не было бы течения жидкости. Единственным исключением является режим нулевого расхода, при котором в сечении канала, отстоящем от его дна на расстоянии двух третьих глуби-

ны канала, обе компоненты вектора скорости одновременно равны нулю. Рис. 6 б закрытый выход ($a = 1$).

3) Наиболее правильное толкование влияния изменения относительного расхода противотока (изменение a) состоит в том, что при всяком изменении a одновременно меняется направление вектора скорости во всём сечении потока.

4) При работе в режиме нулевого расхода течение жидкости в червяке превращается в замкнутый круговой поток, расположенный в нормальной к оси червяка плоскости.

5) При отсутствии пристенного скольжения скорости потока на границах имеет следующие значения: на дне канала $v = 0$, у стенки корпуса $v = V_c$.

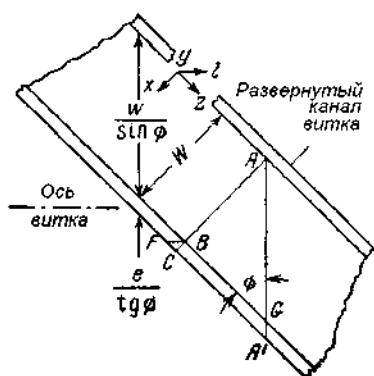


Рис. 7. Геометрические размеры канала.

Определение утечки в зазоре между вершиной нитки и внутренней поверхностью зеера произведём аналогично утечки в канале червяка экструдера. Для этого рассмотрим течение мезги через плоскость, нормальную к оси витка (плоскость AA', рис. 7). Утечку через плоскость GA' в направлении оси шнека можно как течение че-

рез плоскую щель толщиной δ и шириной, равной $e/tg\phi$, возникшее в результате градиента давления. В этих условиях величина расхода определяется выражением [3]

$$q_{GA'} = \frac{(n_k e / \operatorname{tg} \phi) \delta^3}{12 \nu_L} \left(\frac{\partial p}{\partial l} \right)_{BF}, \quad (19)$$

где

$$\left(\frac{\partial p}{\partial l} \right)_{BF} = \frac{-6 \nu_{\phi} \pi D N \cos^2 \phi}{2 h^2} \left[a \left(\frac{\pi D \cos \phi}{e} + \sin \phi \right) + \frac{bc \sin \phi}{e} \right]. \quad (20)$$

c – отношение расхода противотока в циркуляционном течении к расходу нормальной составляющей вынужденного течения.

$$c = \frac{(1 - \delta/h) - \frac{[(\delta/h)^3 (v_{\phi}/v_L) \pi D a]}{n_k e \operatorname{tg} \phi}}{1 + \frac{[(\delta/h)^3 (v_{\phi}/v_L) w]}{e \cos \phi}}. \quad (21)$$

Так как δ/h намного меньше единицы, то уравнение (19) можно с удовлетворительной степенью точности аппроксимировать выражением

$$c = 1 - \delta/h. \quad (22)$$

Подставляя значение осевого градиента давления (20) в уравнение (19), получим

$$q_{GA'} = \frac{-n\delta^3 \pi DN \cos^2 \varphi}{2h^2} \frac{\mu}{\mu_L} \left[bc + a \left(\frac{\pi D}{n \cdot \operatorname{tg} \varphi} + e \right) \right]. \quad (23)$$

Шаг нитки на витках шнекового вала выполнен не полностью, поэтому образуется угол разрыва θ , в который проходит часть мезги, образуя ещё один противоток.

Для определения противотока через угол разрыва нитки витка рассмотрим ламинарного течения между соосными вращающимися цилиндрами с разной угловой скоростью [8]. Используем уравнения Навье – Стокса и уравнение неразрывности для течения вязкой, несжимаемой жидкости в цилиндрической системе координат. Пусть линия тока будет представлена в виде концентрических окружностей и, следовательно, $u_r = 0$. Течение примем плоским ($u_z = 0$), установившимся $\left(\frac{\partial u}{\partial t} = 0 \right)$, и влияние массовых сил учитывать не будет ввиду малой частоты вращения шнека. Это позволяет упростить исходные уравнения Навье – Стокса в цилиндрических координатах.

Уравнение неразрывности показывает, что скорость $u_\theta = u$ не зависит от координатного угла θ . Давление p не зависит от этой переменной в силу осевой симметрии течения. Равны нулю все производные по z . Таким образом, получаем систему:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} &= \frac{u^2}{r}; \\ \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Второе из этих уравнений содержит только одну искомую функцию u и может быть решено независимо от первого, которое выражает закон распределения давления по радиусу.

Если ω_1 и ω_2 – угловые скорости вращения внешнего и внут-

ренного цилиндров, то граничными условиями для скорости u будут:

$$u = \omega_1 a \text{ при } r = a; \quad u = \omega_2 \text{ при } r = b. \quad (25)$$

Общее решение этого уравнения

$$u = Ar + \frac{B}{r}. \quad (26)$$

Подставляя сюда граничные условия (25), получаем систему для определения постоянных A и B . Решая её, находим:

$$A = \frac{b^2 \omega_2 - a^2 \omega_1}{b^2 - a^2}; \quad B = \frac{a^2 b^2}{b^2 - a^2} (\omega_1 - \omega_2). \quad (27)$$

Таким образом, найден закон распределения скоростей в кольцевом канале при вращении обоих цилиндров. В нашем случае наружный цилиндр неподвижен $\omega_1 = 0$. $b = \frac{d}{2}$, $a = \frac{D}{2}$. Тогда

$$A = -\frac{d^2 \omega_2}{d^2 - D^2}; \quad B = -\frac{D^2 b^2}{d^2 - D^2} \omega_2. \quad (28)$$

Таким образом, закон распределения скоростей в кольцевом канале шнекового пресса

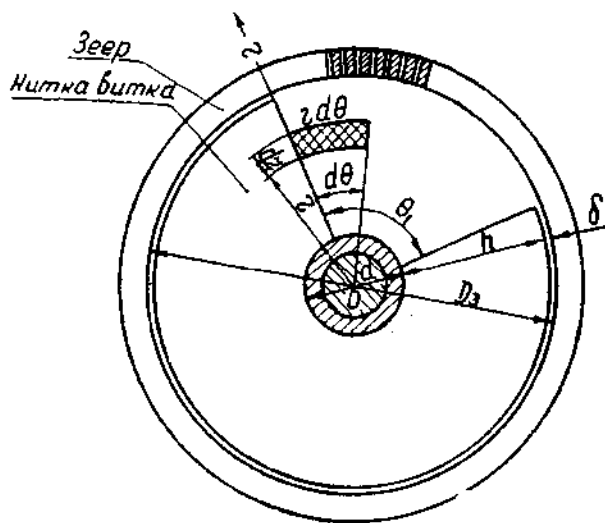


Рис. 8. Угол разрыва нитки витка и поперечное сечение зеера.

$$u = -\frac{d^2 \omega_2}{D^2 - d^2} r + \frac{1}{r} \frac{d^2 D^2}{D^2 - d^2}.$$

Расход противотока через угол разрыва θ нитки витка определим из выражения

$$q_k = \int_F u dF, \quad (29)$$

где dF – элементарная площадь.

Определим dF (рис.8). На расстоянии r от начала координат выделим элементарную

площадку со сторонами $r d\theta$ и dr , площадь которой будет $dF = r dr d\theta$. Интегрируем уравнение (1.35) по переменной r от $\frac{d}{2}$ до $\frac{D}{2}$, а по переменной θ от 0 до θ_1 , получим

$$q_k = \frac{1}{8} \theta d^2 \omega_2 \left(2 \frac{D^2}{D^2 - d^2} \ln \frac{D}{d} - 1 \right). \quad (30)$$

В настоящее время вычислить противотоки в шнековых прессах при переработке семян масличных культур пока невозможно из-за отсутствия таких величин, как вязкость мезги и градиент давления.

Выводы. 1. Впервые при описании гидродинамики мезги, как коллоидной системы, в рабочей зоне шнекового пресса введена эффективная вязкость в виде степенного уравнения и рассмотрены основные потоки в их взаимосвязи. Для получения действительной скорости мезги в любой точке канала витка, необходимо сложить значения поступательной (параллельно оси z) и циркуляционной (параллельной оси x) компонент вектора скорости.

2. Методика построения эпюр результирующих скоростей потока, направленных по оси канала при различных отношениях расхода противотока к расходу вынужденного потока позволяет найти оптимальную производительность шнекового пресса.

3. Полученные математические зависимости гидродинамики потоков мезги в рабочей зоне шнекового вала позволяют с использованием теории консолидации разработать математическую модель отжима и фильтрации масла в шнековых прессах при переработке семян масличных культур. Для проведения численных исследований шнекового пресса необходимо экспериментально определить реологические константы индекса течения n и индекса плотности мезги различных семян при изменении её масличности и режимов влаготепловой подготовки.

Литература

1. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / В.А. Масликов. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 440 с.

2. Масликов В.А. Коэффициент возврата и его расчёт / В.А. Масликов, П.И. Чечевицын // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология, 1966. – №5. – С. 127 – 132.

3. Бернхардт Э. Переработка термопластичных материалов / Э. Бернхардт ; Перевод с английского. – М.: Химия, 1965. – 747 с.

4. Мак-Кельви Д.М. Переработка полимеров / Д.М. Мак-Кельви; Пер. с англ. – М.: Химия, 1965. – 442 с.

5. Рябинин Д.Д. Червячные машины для переработки пластических масс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, Ю.Е. Лукач. – М.: Машиностроение, 1965. – 364 с.

6. Техника переработки пластмасс / Под ред. Н.И. Басова и В. Броя. – Совместное издание СССР и ГДР (Издательство «Дейтчер Ферланг Фюр Грундштоффиндустри, г. Лейпциг). – М.: Химия, 1985. – 528 с.

7. Торнер Р.В. Теоретические основы переработки полимеров (механика процесса) / Р.В. Торнер. – М.: Химия, 1977. – 464 с.

8. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизации» / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, 1978. – 468 с.

ВПЛИВ ПРОТИТЕЧІЙ У ШНЕКОВОМУ ПРЕСІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ

Дідур В.А., Ткаченко В.О., Ткаченко О.В., Дідур В.В.

Анотація - уперше при описі гідродинаміки мезги, як колоїдної системи, у робочій зоні шнекового преса уведена ефективна в'язкість у вигляді статичного рівняння й розглянуті основні потоки в їхньому взаємозв'язку. Дано методику одержання дійсної швидкості мезги в будь-якій точці каналу витка додаванням значень поступальної (паралельно осі z) і циркуляційної (паралельно осі x) компонентів вектора швидкості.

INFLUENCE OF COUNTERCURRENTS IN SPIRAL OF THE PRESS ON EFFICIENCY OF ITS WORK

V. Didur, V. Tkachenko, A. Tkachenko, V. Didur

Summary

For the first time at the hydrodynamics description suspension as colloidal systems, in a working zone spiral the press is entered effective viscosity in the form of the static equation and the basic streams in their interrelation are considered. The technique of reception of the valid speed suspension in any point of the channel of a coil by addition of values forward (in parallel axis z) and circulating (is given parallel axis x) a component of a vector of speed.