

**MODELLING OF EXTRUSION-TYPE SQUEEZE OF OIL CROPS WITH HYDRAULIC
CONDUCTIVITY DEPENDENT ON OIL CONCENTRATION AND PRESSURE LEVEL**

Ilya A. Petrov

Institute of Continuum Media Mechanics, Russian Academy of Sciences,
Academika Koraleva 1, Perm 614013, Russia

Abstract

In this paper a model of extrusion type squeeze is suggested. Processed material is considered as deformable two components mixture. The main feature of the model is usage of non linear Darsi law with hydraulic conductivity dependent on pressure level and on oil concentration value. The results of rape squeeze modeling with estimated efficiency are presented.

Key words: *extrusion-type squeeze, squeeze modelling, screw extrusion, rape*

1. ВВЕДЕНИЕ

Одним из методов получения масла из масличных культур является шнек прессовый отжим. Несмотря на свою распространенность, особенно в области переработки растительного сырья с относительно высоким содержанием масла, возможности этого метода полностью не оценены. Эффективное использование любой технологии подразумевает наличие адекватной модели процесса лежащего в ее основе. Большая часть существующих моделей опирается на экспериментальные данные, полученные на конкретных установках для отжима. Преимуществом этих моделей является то, что полученные на их основании результаты в определенных границах обладают хорошей достоверностью, главный же их недостаток в отсутствии общности, которая позволяет всесторонне исследовать процесс, определяя оптимальные по некоторому критерию технологические параметры. Особенность предлагаемой модели состоит в том, что экструзионный отжим рассматривается как совокупность двух процессов: процесса течения жидкости в канале шнека и процесса фильтрации масла подчиняющегося закону Дарси. Использование данного подхода представляет ряд трудностей, основными из которых являются сложность описания материала и сложность модельных уравнений, в частности уравнений Навье-Стокса. В результате в рамках модели, жидкость рассматривается как вязкая несжимаемая смесь, а течение в канале считается одномерным. Несмотря на вносимые неточности, принятые упрощения позволяют качественно определить направленность и степень влияния технологических параметров процесса на его эффективность.

2. МОДЕЛЬ ШНЕК-ПРЕССОВОГО ОТЖИМА

Представим отжим как совокупность двух процессов: процесса течения вязкой несжимаемой жидкости в шнеке, и процесса фильтрации масла. Примем следующие допущения: жидкость состоит из масла и клетчатки, обе компоненты несжимаемы, их физические свойства известны. В проекции на ось шнека поля скоростей компонент совпадают, таким образом, течение смеси, можно рассматривать как течение одной несжимаемой жидкости. Распределение концентрации масла по высоте канала шнека однородно. Поверхность цилиндра экструдера проницаема для

масла и непроницаема для клетчатки. Течение жидкости в шнеке рассмотрим в обращенном движении, т.е. будем считать, что шнек неподвижен, а корпус вращается с постоянной угловой скоростью. Такой подход позволяет упростить модель и вывести из расчетов вращательное движение жидкости вместе со шнеком, не приводящее к переносу массы и тепла вдоль его оси. Развернув шнек на плоскость, получим прямой канал с подвижной верхней стенкой. Течение в канале шнека можно рассматривать как суперпозицию ненапорного течения, вызванного движением верхней стенки канала, и противоположного ему напорного течения, обусловленного наличием противодействия со стороны головки [1]. Введем обозначения: x - координата по оси ox развернутого на плоскость канала; $Q(x)$ - секундный объемный расход смеси через поперечник канала перпендикулярный оси ox и пересекающий ее в точке с координатой x ; $Q_k(x)$ - расход ненапорного течения; $Q_p(x)$ - расход напорного течения; $P(x)$ - давление, усредненное по поперечному сечению канала. Величина расхода ненапорного течения равна

$$Q_k(x) = \frac{uhb}{3}, \quad (1)$$

где u - проекция скорости стенки на продольную ось развернутого канала; h - глубина канала; b - ширина канала. Расход напорного течения определяется градиентом давления в канале и связан с ним приближенной формулой гидравлики [2]

$$Q_p(x) = \frac{3}{40\mu(x)} \frac{h^3 b^3}{h^2 + b^2} \frac{dP(x)}{dx}, \quad (2)$$

где $\mu(x)$ - динамическая вязкость смеси. Учитывая, что расход смеси равен разности расходов ненапорного и напорного течений получим

$$\frac{dP(x)}{dx} = \frac{40}{9} \mu(x) u \frac{h^2 + b^2}{h^2 b^2} - \frac{40}{3} \mu(x) \frac{h^2 + b^2}{h^3 b^3} Q(x). \quad (3)$$

Выделим в канале элемент малой длины δ и запишем для него уравнение баланса тепла. Ограничивающие элемент сечения перпендикулярны оси ox и пересекают ее в точках с координатами $x_1 = x - \frac{\delta}{2}$ и $x_2 = x + \frac{\delta}{2}$. Разница величин тепловых потоков через указанные сечения

$$\rho(x_2)\lambda(x_2)Q(x_2)T(x_2) - \rho(x_1)\lambda(x_1)Q(x_1)T(x_1) \approx \frac{d[\rho(x)\lambda(x)Q(x)T(x)]}{dx} \delta, \quad (4)$$

обусловлена диссипативным выделением тепла с мощностью $E_d(x)$, теплообменом со стенкой с мощностью $E_w(x)$, и утечкой тепла с мощностью $E_l(x)$. В выражении (4) $\rho(x)$ - плотность смеси; $\lambda(x)$ - теплоемкость смеси. Упомянутые выше мощности равны

$$E_d(x) = \left[\frac{h^3}{12\mu(x)} \left(\frac{dP(x)}{dx} \right)^2 + \frac{\mu(x)u^2}{h} \right] b\delta, \quad (5)$$

$$E_w(x) = \alpha [T_w(x) - T(x)] b\delta, \quad (6)$$

$$E_l(x) = -\rho_f \lambda_f T(x) q(x) \delta, \quad (7)$$

где $T(x)$ - температура смеси, усредненная по сечению канала; $T_w(x)$ - температура на верхней стенке канала; α - коэффициент теплопередачи; ρ_f - плотность масла; λ_f - теплоемкость масла; $q(x)$ - объемная интенсивность отжима. Приравнивая правую часть (4) сумме (5)-(7) и сокращая на δ , получим уравнение баланса тепла в канале

$$\frac{d[\rho(x)\lambda(x)Q(x)T(x)]}{dx} = \frac{h^3b}{12\mu(x)} \left(\frac{dP(x)}{dx} \right)^2 + \frac{\mu(x)u^2b}{h} + \alpha(T_w(x) - T(x))b - \rho_f \lambda_f T(x)q(x). \quad (8)$$

Введем величины секундных объемных расходов компонент смеси: $Q_f(x)$ - расход масла; Q_h - расход клетчатки постоянный по длине канала. Так как в проекции на ось развернутого канала поля скоростей компонент приняты одинаковыми, то справедливы выражения

$$Q(x) = Q_h + Q_f(x), \quad (9)$$

$$c_v(x) = \frac{Q_f(x)}{Q(x)}, \quad (10)$$

$$c_m(x) = \frac{\rho_f Q_f(x)}{\rho_f Q_f(x) + \rho_h Q_h}, \quad (11)$$

$$\rho(x) = \frac{\rho_h Q_h + \rho_f Q_f(x)}{Q(x)}, \quad (12)$$

$$\lambda(x) = \frac{\lambda_h \rho_h Q_h + \lambda_f \rho_f Q_f(x)}{\rho(x)Q(x)}, \quad (13)$$

где $c_v(x)$ - объемная концентрация масла; $c_m(x)$ - массовая концентрация масла; ρ_h - плотность клетчатки; λ_h - теплоемкость клетчатки. Рассмотрим отжим масла как процесс фильтрации жидкости через пористую среду, для которого справедлив закон Дарси

$$I = \frac{k_f}{\mu} \frac{\Delta P}{L}, \quad (14)$$

где I - скорость фильтрации; k_f - коэффициент проницаемости пористой среды; μ - динамическая вязкость фильтруемой жидкости; ΔP - перепад давления в массиве пористой среды длиной L . Определим перепад давления как среднее давление в канале, отнесенное к его глубине. Умножив скорость фильтрации на ширину канала получим величину интенсивности вытекания масла, определяющую изменение расхода масла, а, следовательно, и расхода смеси по длине канала

$$q(x) = \frac{k_f(x)}{\mu_f(x)} \frac{P(x)}{h} b, \quad (15)$$

$$\frac{dQ_f(x)}{dx} = q(x), \quad (16)$$

$$\frac{dQ(x)}{dx} = q(x), \quad (17)$$

где $\mu_f(x)$ - динамическая вязкость масла. Выражения (3),(8),(11)-(13),(15)-(17) образуют систему модельных уравнений с граничными условиями $Q(0) = Q_0; P(0) = P_0; T(0) = T_0$, которая может быть дополнена уравнениями для вязкостей масла и смеси, а также для коэффициента проницаемости среды. Для оценки эффективности отжима введем величины: $M(x)$ - часовой массовый выход масла с участка канала шнека длиной x ; $E_\Sigma(x)$ - суммарная энергия, расходуемая за час работы в участке канала шнека длиной x , $E_\eta(x)$ - удельная энергия, т.е. количество энергии расходуемой на получение килограмма масла с участка канала шнека длиной x . Введенные показатели будем называть выходными параметрами процесса и рассчитывать по формулам

$$M(x) = 3600 \rho_f \int_0^x q(x) dx, \quad (18)$$

$$E_\Sigma(x) = 3600 \left(\int_0^x Q(x) dP(x) + \int_0^x \rho_f c_f q(x) T(x) dx + \left| \int_0^x \alpha (T_w(x) - T(x)) dx \right| + \right.$$

$$+\rho(x)c(x)T(x)Q(x)-\rho(0)c(0)T(0)Q(0)), \quad (19)$$

$$E_{\eta}(x)=\frac{E_{\Sigma}(x)}{M(x)}. \quad (20)$$

3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТЖИМА РАПСА

Проведено моделирование процесса шнек-прессового отжима рапса. При моделировании использована экспериментально полученная зависимость коэффициента проницаемости от массовой концентрации масла и давления:

$$k_f(x)=2\cdot 10^{-14}e^{a_2p^2(x)+a_1p(x)+a_0+c_m(x)[b_2p^2(x)+b_1p(x)+b_0]}. \quad (21)$$

Было принято, что вязкость смеси зависит от температуры и скорости сдвига. Скорость сдвига задается частотой вращения шнека, его диаметром и глубиной нарезки канала. Вязкость масла зависит от температуры по степенному закону. Принятые характеристики материала подробно описаны в статье [3]. На конкретной установке режим отжима регулируется распределением температуры цилиндра, гидродинамическим сопротивлением головки и угловой скоростью вращения шнека. При решении модельных уравнений теплообмен со стенкой не учитывался, таким образом, возможность управления режимом отжима через распределение температуры по зонам цилиндра не рассматривалась. Для определения возможности управления выходными параметрами процесса посредством регулирования гидродинамического сопротивления головки проведено численное решение системы при граничном условии Q_0 изменяющемся от 0 до Q_k . Величина расхода смеси Q_0 на входе шнека однозначно определяет давление $P(l)$ и расход смеси $Q(l)$ на его выходе. Изменяя величину Q_0 от 0 до Q_k можно определить зависимость давления на выходе шнека от выходного расхода и построить соответствующую напорно-расходную характеристику. Гидродинамическое сопротивление головки должно выбираться таким образом, чтобы ее напорно-расходная характеристика пересекала соответствующую характеристику шнека в требуемой точке, выбор которой осуществляется по принятому критерию оптимальности процесса. На рисунке 1 приведен пример выбора сопротивления головки удовлетворяющего критерию максимального выхода масла.

Для определения зависимости выходных параметров процесса от частоты вращения шнека моделирование проведено для значений скорости сдвига в 5, 15, 25, 35 1/с. Кроме того, расчеты проводились для трех шнеков с различными геометрическими параметрами, которые приведены в таблице 1

Диаметр, мм	Шаг, мм	Глубина, мм	Реборда, мм	Длина шнека, мм	Длина зоны отжима, мм
45	45	10	5	1000	500
60	60	13	5	1000	500
75	75	16	5	1000	500

Таблица 1. Геометрические параметры шнеков принятых в моделировании.

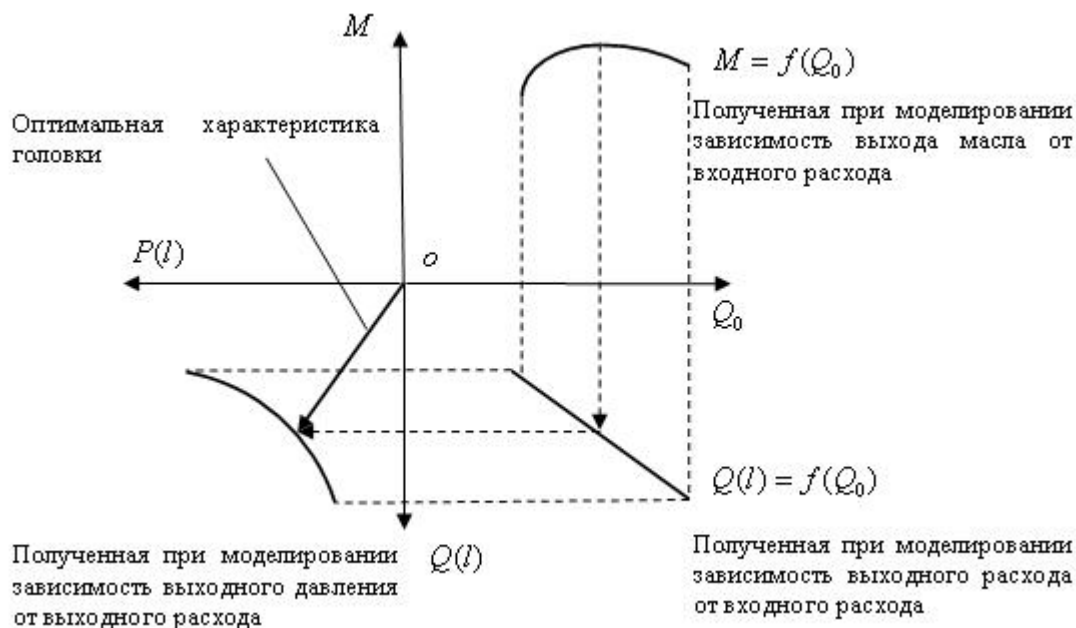


Рис. 1. Пример выбора гидродинамического сопротивления головки отвечающего критерию максимального выхода масла.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Моделирование процесса при различных значениях Q_0 на разных скоростях сдвига показало, что для всех рассматриваемых шнеков, вне зависимости от скорости сдвига, величина входного секундного объемного расхода соответствующая наибольшему часовому выходу масла и наименьшей удельной энергии лежит в диапазоне от 88% до 92% расхода ненапорного течения. Данная закономерность обусловлена зависимостью коэффициента проницаемости рапса от концентрации и уровня давления. В процессе отжима функция распределения концентрации масла по длине шнека имеет убывающий характер, как следствие уменьшается и величина коэффициента проницаемости, определяющая интенсивность отжима. При больших расходах смеси изменение концентрации происходит медленнее, что дает выигрыш в количестве отжатого масла, при этом величина остаточной концентрации масла на выходе из зерной камеры больше по сравнению с отжимом на меньших расходах. На расходах, больших 94% расхода ненапорного течения происходит резкое уменьшение интенсивности отжима ввиду недостаточного уровня давления. Для рассматривавшихся шнеков на всех принятых скоростях сдвига, величина давления в начале зерной камеры, соответствующая максимальному часовому выходу масла, лежит в диапазоне от 60 до 70 атмосфер. Для примера на рисунке 2 приведены графики зависимостей часового массового выхода и удельной энергии от расхода на входе для шнека диаметром 45 мм и скорости сдвига 25 1/с. Графики построены для расходов от 0.5 до 0.99 расхода ненапорного течения.

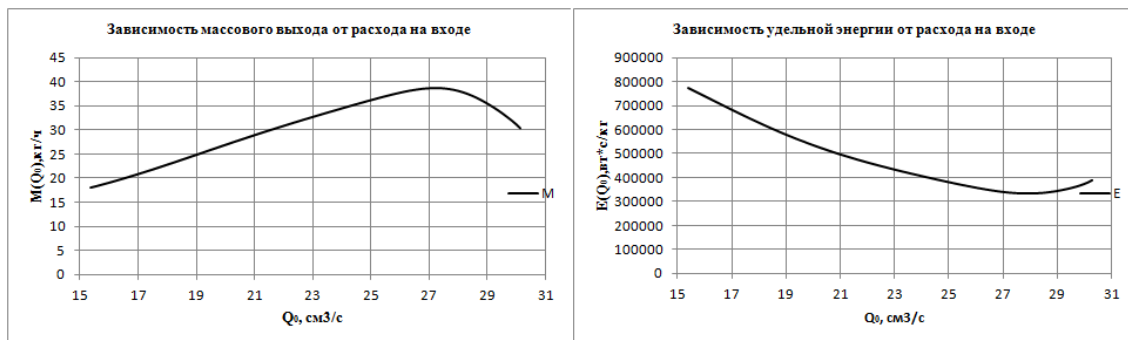


Рис. 2. Графики зависимости часового выхода масла и удельной энергии от расхода смеси на входе для шнека диаметром 45мм на скорости сдвига 25 1/с.

Анализ величины остаточной концентрации показал, что с уменьшением объемного расхода на входе она убывает и достигает некоторого минимума. При дальнейшем уменьшении расхода остаточная концентрация возрастает, что обусловлено уменьшением коэффициента проницаемости из-за большого уровня давления. Так при давлении в 200 атмосфер величина коэффициента проницаемости в 10 раз меньше, чем при давлении в 60 атмосфер. Для шнека диаметром 60 мм минимальное значение остаточной концентрации составило 16% - на скорости сдвига 5 1/с, 20% - на скорости сдвига 15 1/с, 23% - на скорости сдвига 25 1/с и 26% - для скорости сдвига 35 1/с, при расходах соответственно в 40%, 55%, 65%, 80% расхода ненапорного течения. Рассмотрим выходные параметры процесса от скорости сдвига и диаметра шнека. На рисунке 3 приведены графики зависимостей часового массового выхода масла (слева) и удельной энергии (справа) от скорости сдвига для принятых в моделировании шнеков.

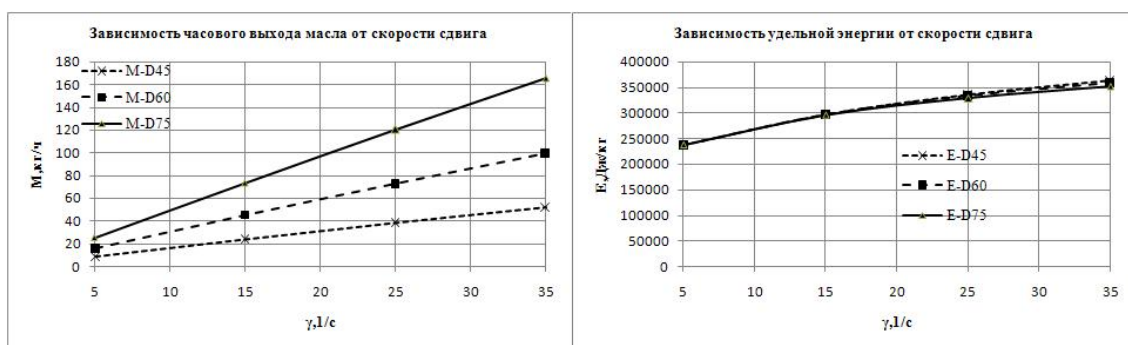


Рис. 3. Графики зависимости часового выхода масла и удельной энергии от скорости сдвига.

Для всех шнеков с увеличением скорости сдвига величина часового массового выхода увеличивается вследствие возрастания объемного расхода смеси. В данном случае справедливы те же рассуждения, которые были приведены при рассмотрении результатов моделирования для различных величин входного расхода Q_0 . Так как высота и ширина канала шнека пропорциональны его диаметру, то при одинаковой скорости сдвига производительность

шнеков с большим диаметром выше. Зависимость удельной энергии от скорости сдвига одинакова для рассмотренных шнеков, следовательно, при выборе шнека исходя из критерия максимума массового выхода и при заданной энергоемкости предпочтение следует отдать шнеку с большим диаметром.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена модель шнек-прессового отжима на основе связанных задач течения в шнеке несжимаемой жидкости и фильтрации жидкости сквозь пористую среду, подчиняющейся закону Дарси. Представлены результаты моделирования процесса отжима для рапса с использованием экспериментально полученной функциональной зависимости коэффициента проницаемости от концентрации масла и уровня давления. Моделирование показало, что основным фактором, определяющим часовой массовый выход масла является скорость уменьшения концентрации масла по длине шнека, определяемая секундным объемным расходом смеси на входе шнека. Таким образом, регулирование расхода смеси за счет изменения гидродинамического сопротивления головки или скорости вращения шнека позволяет управлять выходными параметрами процесса. В статье рассмотрены два режима: первый отвечает максимальному часовому выходу масла, второй максимально полному отжиму масла, т.е. максимально «сухому» жмыху на выходе. Определено, что для принятых в моделировании шнеков давление в начале зерновой камеры, отвечающее максимальному часовому выходу масла и минимальному значению удельной энергии лежит в диапазоне от 60 до 70 атмосфер. Величина часового массового выхода масла пропорциональна скорости сдвига и больше у шнеков с большим диаметром. Энергия, расходуемая на отжим килограмма масла, возрастает с увеличением скорости сдвига и одинакова для шнеков с различными диаметрами. Оптимальным, с точки зрения минимизации остаточной концентрации масла, является режим соответствующий скорости сдвига 5 л/с и входному расходу в 0.4 расхода ненапорного течения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Янков В. И., Боярченко В. И., Первадчук В. П. , 2005. Переработка волокнообразующих полимеров. Том II. Течение полимеров в шнековых насосах. НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Москва-Ижевск.
2. Н.С. Ачеркан, 1960. Справочник машиностроителя в шести томах. Том II. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва.
3. Е. В. Славнов, И. А. Петров, С. Д. Анферов, 2011. Изменение вязкости экструдата рапса в процессе отжима масла (влияние давления). Аграрный вестник Урала, 89, №10, с. 16-18.