

Влияние элементов противовращения на закон изменения внутришнекового давления экструдеров

Д-р техн. наук **В.В. Пеленко**, pelenko1@rambler.ru
канд. техн. наук **А.М. Хлыновский**, alexava@mail.ru

*Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна
198095, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4*

И.И. Усманов, ilhomusmanov@mail.ru
Ч. Ся, xcg19997118320@gmail.com

*Университет ИТМО
191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

Исходя из физического и математического моделирования процесса перемещения материала вдоль поверхности винтового канала шнека в условиях стесненного сжатия, наличия сил трения и влияния сил смятия со стороны элементов противоскольжения, выполненных на внутренней цилиндрической поверхности корпуса экструдера, выведено уравнение закона изменения внутришнекового давления по длине винтовой линии. Полученное уравнение позволяет определить длину корпуса экструдера, обеспечивающую величину требуемого давления в зоне экструзии. С позиций оценки эффективности функционирования экструдеров и измельчителей закон распределения давления сырья вдоль шнекового канала является определяющим фактором, так как именно он определяет не только номинальную величину требуемого давления в зоне экструзии через отверстия решетки, но и суммарные затраты механической энергии по деформации материала, перемещению и нежелательному обратному перетoku продукта. Необходимость понимания степени влияния сил трения и сил смятия со стороны элементов противовращения на продольный профиль закона распределения давления обусловлена требованием минимизации обратного перетoka материала при его нагнетании в зону экструзии, поскольку эффект «плюзования» снижает производительность и повышает энергопотребление оборудования. В данной работе поставлена, сформулирована и решена задача определения закона распределения внутришнекового давления в зависимости от сил трения и сил механического сопротивления со стороны специальных ребер противовращения, выполненных на внутренней поверхности корпуса экструдера. Задача корректного моделирования закона распределения давления по длине корпуса шнека в условиях действия на продукт сил со стороны буртиков противовращения определена в рассматриваемом случае как ключевая. В качестве математической модели процесса перемещения принято дифференциальное уравнение равновесия сил, действующих на элементарную пластину с сечением шнекового канала. Учтено положение о том, что в направлении подачи сырья вдоль криволинейной поверхности шнека отношение площади поверхности трения элементарной пластины к величине соответствующего периметра контакта является значением постоянным. На основе анализа значительного количества моделей измельчителей, экструдеров и волчков определены границы возможного изменения их конструктивных параметров. При этом показано, что могут быть существенно снижены габариты и материалоемкость шнекового оборудования за счет уменьшения длины его корпуса. Осуществимость предложенного математического моделирования позволяет расширить возможности конструирования данного вида оборудования, и свидетельствует о преимуществе выполнения шнеков экструдеров, измельчителей, волчков и мясорубок в соответствии с полученными соотношениями. На основе выведенного аналитического выражения может быть оптимизирована длина корпуса волчка и другие его конструктивные параметры по критериям материалоемкости и энергоэффективности.

Ключевые слова: математическое моделирование; изменение давления; дифференциальное уравнение; экспоненциальный закон; экструдер; трение; измельчение.

DOI: 10.17586/2310-1164-2020-10-3-46-53

Influence of counter-rotation elements on the law of pressure change inside the extruder screw

D. Sc. **Valery V. Pelenko**, pelenko1@rambler.ru
Ph. D. **Alexey M. Khlynovsky**, alexava@mail.ru

*St. Petersburg State University of Industrial Technology and Design
4, Ivan Chernykh str., St. Petersburg, 198095, Russia*

Ilhom I. Usmanov, ilhomusmanov@mail.ru
Chenguang Xia, xcg19997118320@gmail.com

*ITMO University
9, Lomonosov str., St. Petersburg, 191002, Russia*

The equation for the law of pressure change in the screw along the length of the screw line is derived on the basis of physical and mathematical modeling of material moving along the surface of the screw channel of the screw under conditions of constrained compression, the presence of friction forces, and the influence of crumpling forces from the anti-skid elements on the inner cylindrical surface of the extruder body. The resulting equation allows to determine the length of the extruder body, which provides the required pressure in the extrusion zone. In terms of evaluating the efficiency of extruders and grinders, the law of distribution of raw material pressure along the screw channel is a determining factor, since it determines not only the nominal value of the required pressure in the extrusion zone through the grid holes, but also the total cost of mechanical energy for material deformation, movement, and undesirable product backflow. The need to understand the degree of influence of friction and crumpling forces from the counter-rotation elements on the longitudinal profile of the pressure distribution law is due to the requirement to minimize the backflow of material when it is injected into the extrusion zone, since the "sluicing" effect reduces productivity and increases energy consumption of the equipment. In this paper, the problem of determining the law of distribution of intra-screw pressure depending on the friction forces and mechanical resistance forces from special counter-rotation ribs on the inner surface of the extruder body is formulated and solved. The problem of correct modeling of the law of pressure distribution along the length of the screw body under the conditions of forces acting on the product from the counter-rotation collars is seen as the key one in this case. The differential equation of the equilibrium of forces acting on an elementary plate with a cross-section of the screw channel is taken as a mathematical model of the displacement process. The constancy of the ratio between the friction surface area of the elementary plate and the value of the corresponding contact perimeter in the direction of the feed along the curved surface of the screw is taken into account. On the basis of the analysis of a significant number of models of grinders, extruders, and tops, the limits of possible changes in their design parameters are determined. It is shown that the dimensions and material consumption of screw equipment can be significantly reduced by reducing the length of its body. The feasibility of the proposed mathematical modeling allows to expand the design capabilities of this type of equipment, and indicates the advantage of manufacturing screw extruders, grinders, and tops along the ratios obtained. Based on the derived analytical expression, the length of the top body and its other design parameters can be optimized according to the criteria of material consumption and energy efficiency.

Keyword: mathematical modeling; pressure change; differential equation; exponential law; extruder; friction; grinding.

Введение

Актуальность повышения эффективности перерабатывающего оборудования обусловлена его многообразием и массовостью применения. Снижение при этом материалоемкости техники, энергоемкости осуществляемых процессов позволяет повысить не только экономическую результативность ее производства, но и эксплуатации. Технологические параметры и конструкции шнековых экструдеров, измельчительных машин и волчков, а также процессы перемещения сырья, его деформации и экструзии характеризуются значительным количеством определяющих факторов. Основными из них являются геометрические параметры шнека, корпуса, толщина выходной решетки, количество и диаметр отверстий в ней, а также физико-механические и трибологические характеристики экструдруемого продукта. Объектами для математического описания являются зоны и процессы, в которых затрачивается наибольшая доля энергии. Сложный винтовой процесс перемещения продукта по мере его продвижения к зоне экструзии определяет сложность структуры формирования давления вдоль спиральной траектории. Использование необоснованных упрощений [1–3] связано со сложностью аналитического описания этого процесса. Определяющей особенностью конструкции шнековых устройств, осложняющей моделирование, является наличие на внутренней поверхности корпуса буртиков противовращения, исключающих проворачивание сырья, тем самым, обеспечивающих поступательное движение продукта и формирование в зоне экструзии давления, требуемого для продавливания сквозь отверстия выходной решетки, а также наличие обратного перетока материала через зазор между внутренним диаметром корпуса экструдера и наружным диаметром шнека. Определение формы закона нарастания давления в волчках и мясорубках по длине конического шнекового канала и корпуса

поставлено целью работ [3, 7]. Решение задачи в условиях действия на продукт распределенных тормозящих сил трения и сосредоточенных сил сопротивления механических элементов противовращения, а также с учетом процесса «шлюзования», в настоящее время отсутствует и принципиально отличает предлагаемое решение от существующих подходов [4–6]. Решение такой задачи позволят расчетными методами проводить оптимизацию конструктивных параметров экструдеров и волчков со шнеками, в том числе длины корпуса, что представляет собой ценность высокой практической значимости.

Определение закона формирования давления по длине траектории перемещения в условиях тормозящего действия на продукт сил трения со стороны поверхности винтового шнека цилиндрической формы, осуществлено в работах [3, 5].

Целью данной работы является оценка влияния на форму закона распределения давления вдоль винтовой линии шнека сосредоточенных сил механического тормозящего воздействия со стороны буртиков противовращения, осуществляемого в виде усилия смятия материала. При этом решалась задача аналитического определения длины корпуса шнека, обеспечивающей требуемое давление на выходе из экструдера в зависимости от его конструктивных параметров, физико-механических и трибологических характеристик сырья и технологических режимов эксплуатации.

Объекты и методы исследования

Как известно, корпуса волчков, экструдеров и транспортирующих органов оборудования пищевого и непищевого назначения, выполняются чаще всего в виде прямых круговых цилиндров, внутри которых вращаются винтовые шнеки с постоянным или переменным шагом [2, 7, 8], уменьшающимся в направлении перемещения продукта [9]. При этом, в связи с переменностью шага, продольные размеры корпуса волчка и шнека также изменяются в сторону уменьшения, позволяя при одинаковой длине трения снизить материалоемкость конструкции. Давление сырья, длина винтовой линии шнека и площадь винтовой поверхности, по которой осуществляется транспортировка продукта, оказывают существенное влияние на энергоемкость процесса, так как при технологических величинах давления экструзии от единиц до сотен атмосфер [9] коэффициент трения скольжения сырья может достигать высоких значений, изменяясь от 0,02 и менее до 0,7 и более [10, 11]. Действительно, по данным работы [12, 13], около 35% общих затрат энергии в волчках и экструдерах приходится на долю работы сил трения продукта о детали исполнительных механизмов при его перемещении по винтовой и цилиндрической поверхностям, которая определяется величиной внутришнекового давления. Более того, известное [14–16] явление «шлюзования» продукта (переток – его обратное перетекание в зазор между буртиками корпуса волчка и наружной цилиндрической образующей винтовой поверхности шнека) может быть математически корректно описано лишь при возможности расчета и точной оценки величины давления и закона его распределения вдоль винтовой линии.

Объектом исследования является шнековое оборудование для измельчения твердообразных материалов, экструдеры и волчки с целью решения задачи математического обоснования закона распределения давления по длине винтовой поверхности шнека в условиях действия распределенных сил трения, сил сопротивления элементов противовращения, выполненных на внутренней поверхности цилиндрического корпуса экструдера и с учетом процесса обратного перетока материала.

Методом исследования выбрано физическое и математическое моделирование процесса формирования давления твердообразного продукта вдоль цилиндрического корпуса экструдера и решение относительно длины винтовой линии шнека, определяющего дифференциального уравнения равновесия главных векторов сил, действующих на выделенный элемент.

Результаты и обсуждение

1. Построение физической модели процесса экструзии

В работе [18] осуществлено теоретическое обоснование величины требуемого давления в плоскости контакта ножа с решеткой, с учетом сил трения в условиях стесненного сжатия пищевого материала

$$P_{max} = \frac{4P_{уд}}{d - \frac{2fv\delta}{1-v(1-f)}}. \quad (1)$$

Как следует из компонентного уравнения (1), величина требуемого давления в зоне резания определяется не только удельным усилием резания $P_{уд}$, характеризующим прочностные свойства сырья, и таким геометрическим параметром отверстия, как его диаметр d (по А.И. Пелееву [17]), но также коэффициентом Пуассона ν , характеризующим деформационные свойства сырья; коэффициентом трения сырья f , определяющим характер трибологического взаимодействия пищевого материала с цилиндрической поверхностью отверстия измельчительной решетки толщиной δ [7], что отражено на рисунке 1.

В связи с определяющим влиянием давления в зоне резания на качество процесса измельчения, в работе [18] осуществлена разработка компонентной математической модели закона его распределения вдоль винтовой поверхности шнека (рисунок 4), исходя из системы уравнений движения в форме Эйлера.

В результате получено уравнение экспоненциального распределения давления материала по длине винтовой линии шнека, которое для нашего рассмотрения принимает вид

$$P_{экс\text{п}} = P_0 \exp\left(\frac{\nu}{1-\nu} f \frac{\Pi_{эк}}{S} L\right),$$

где P_0 – давление материала в зоне загрузки, Па;

ν – коэффициент Пуассона;

f – коэффициент трения материала о шнековую поверхность;

$\Pi_{эк}$ – эквивалентный периметр поверхности трения, учитывающий контакт материала с корпусом экструдера, м;

S – площадь миделевого сечения (рисунок 4), м²;

L – длина винтовой линии (шнековой поверхности), м.

Исходя из рисунков 1, 2 и 4 можно заметить, что при получении соотношения (2), не учитывались еще два важных силовых фактора, входящих в уравнение равновесия и иллюстрируемых рисунками 2 и 4:

- сила $F_{см}$ воздействия на перемещаемый материал в форме напряжений смятия со стороны буртиков противовращения, что иллюстрируется рисунками 1, 2 и 4;
- сила трения F_k со стороны корпуса экструдера, противодействующая поступательному перемещению материала и изображенная на рисунке 4.

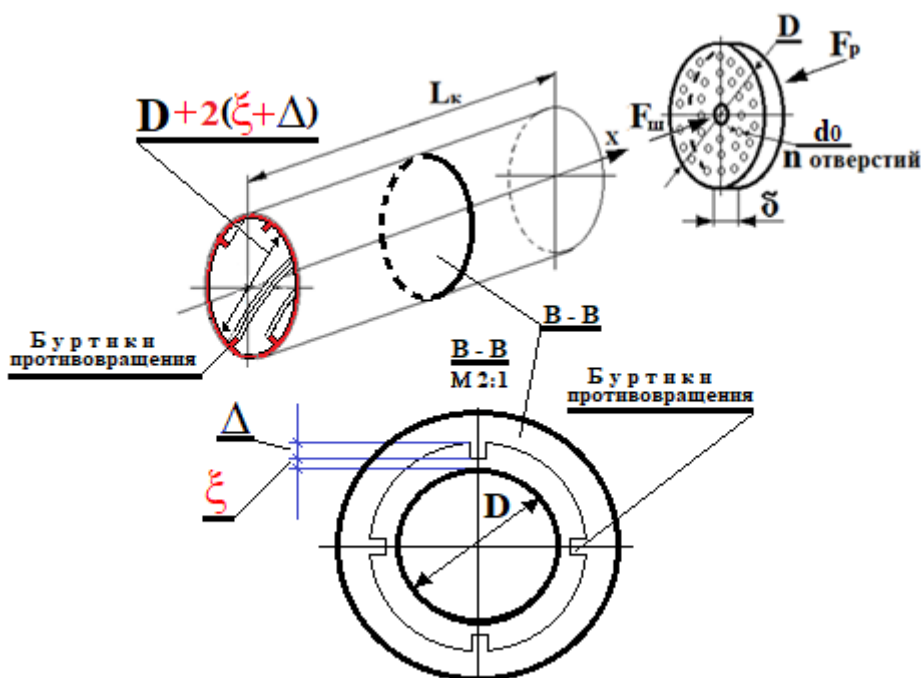


Рисунок 1 – Геометрические параметры цилиндрического корпуса и выходной решетки экструдера
 Figure 1. Geometrical parameters of the cylindrical body and the output grid of the extruder

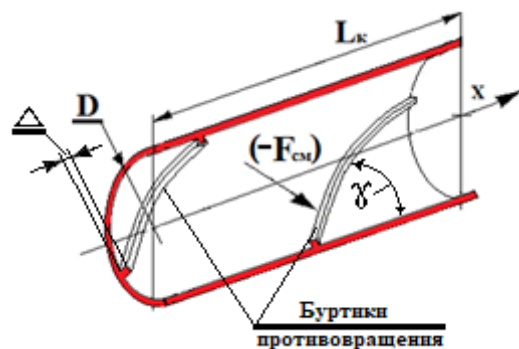


Рисунок 2 – Геометрические параметры буртика противовращения на внутренней поверхности корпуса экструдера

Figure 2. Geometric parameters of the counter-rotation collar on the inner surface of the extruder body

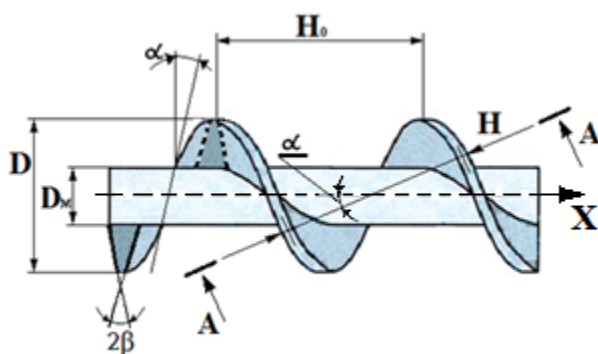


Рисунок 3 – Конструктивные параметры шнека

Figure 3. Design parameters of the screw

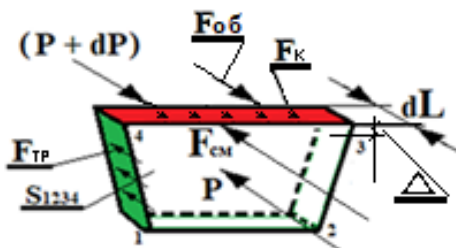


Рисунок 4 – Принципиальная схема воздействия силовых факторов на элементарную пластину транспортируемого материала

Figure 4. Schematic diagram of the effect of force factors on the elementary plate of the transported material

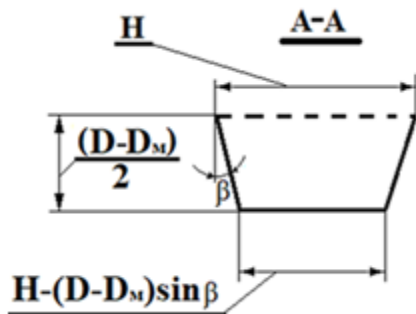


Рисунок 5 – Геометрические характеристики сечения элементарной пластины

Figure 5. Geometric characteristics of the elementary plate section

На основании сформированной физической модели процесса экструзии перейдем к разработке соответствующей математической модели.

2. Построение математической модели процесса экструзии

Декомпозиция конструкции экструдера в соответствии с рисунками 1–5 по элементам и составу процессов позволяет составить в дифференциальной форме основное уравнение равновесия главных векторов сил, действующих на элементарную пластину материала в проекции на касательную к винтовой линии шнека

$$SdP = dF_{\text{тр}} + dF_{\text{см}} - dF_{\text{к}} - dF_{\text{об}}. \quad (2)$$

Раскроем содержание слагаемых компонентов уравнения (2), формирующих давление P на элементарной пластине материала площадью $S = S_{1234}$ и толщиной dL (рисунок 5).

Дифференциал силы трения $dF_{\text{тр}}$ материала о винтовую поверхность, формирующий поле давления в шнековом канале, определяется по очевидному соотношению

$$dF_{\text{тр}} = fP \frac{v}{1-v} \Pi dL, \quad (3)$$

где P – давление материала в шнековом канале, Па;

Π – периметр трения материала о винтовую поверхность, м.

В соответствии с физической моделью процесса экструзии и расчетной схемой, приведенной на рисунке 5, величина периметра трения материала о винтовую поверхность определяется соотношением

$$\Pi = \left[H - \sin\beta \frac{(D - D_{\text{м}})}{2} \right] \cdot \left(\frac{D - D_{\text{м}}}{2} \right),$$

где D – величина диаметра образующего цилиндра выступов шнековой винтовой поверхности, м;

$D_{\text{м}}$ – диаметр впадин шнековой винтовой поверхности, м;

β – половина угла заострения винта шнека (рисунок 5), рад.

Дифференциал силы противодействия со стороны буртиков противовращения определяется их количеством, высотой и геометрическими характеристиками элементарной пластины и ее угловой координатой

$$dF_{\text{см}} = kH\Delta\cos(\alpha - \gamma)dP, \quad (4)$$

где k – количество буртиков противовращения;

H – ширина шнекового канала по выступам винтовой поверхности (рисунок 5), м;

Δ – высота буртиков противовращения, м;

γ – угол наклона образующей буртика к продольной оси шнека, рад.

При этом ширина шнекового канала по выступам винтовой поверхности определяется соотношением

$$H = \pi D \sin\alpha,$$

где D – диаметр шнека по выступам винтовой поверхности (рисунок 3), м.

Дифференциал силы трения $dF_{\text{к}}$ материала о внутреннюю поверхность цилиндрического корпуса экструдера определяется в соответствии с рисунками 4 и 5

$$dF_{\text{к}} = fP \frac{v}{1-v} H \sin\alpha dL. \quad (5)$$

Дифференциал силы $dF_{\text{об}}$, вызывающей обратный переток материала (эффект «шлюзования») определяется в соответствии с рисунком 4 и 1, аналогично соотношению (4)

$$dF_{\text{об}} = H\xi\cos(\alpha - \gamma)dP, \quad (6)$$

где ξ – величина зазора между внешним образующим цилиндром поверхности выступов шнека и внутренним образующим цилиндром поверхности выступов буртиков противовращения, м.

Подставляя полученные соотношения (3) – (6) в уравнение (2), получим

$$SdP = fP \frac{v}{1-v} \Pi dL + kH\Delta\cos(\alpha - \gamma)dP - fP \frac{v}{1-v} H \sin\alpha dL - H\xi\cos(\alpha - \gamma)dP. \quad (7)$$

Решение этого дифференциального уравнения представлено в виде

$$P = P_0 \exp \left[\frac{f(\Pi - H \sin\alpha) \frac{v}{(1-v)}}{S - H(k\Delta - \xi)\cos(\alpha - \gamma)} \right] L. \quad (8)$$

Решая совместно систему уравнений (1) и (8), получаем требуемую длину винтовой линии шнека, обеспечивающую требуемое давление материала на выходе из экструдера

$$L = \frac{(1-\nu)[S-H(k\Delta-\xi)\cos(\alpha-\gamma)]}{\nu f(\Pi-H\sin\alpha)} \ln \frac{4P_{уд}[1-\nu(1-f)]}{P_o\{d[1-\nu(1-f)]-2fv\delta\}} \quad (9)$$

Зная требуемую длину винтовой линии, исходя из данных рисунка 3, можем определить требуемое количество витков шнека и длину его корпуса

$$N = L \sin \frac{\alpha}{\pi D} \quad (10)$$

$$L_k = N \cdot \pi D \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (11)$$

Выводы

1. Получено уравнение (8), корректно описывающее закономерности формирования внутришнекового давления по длине винтовой линии в зависимости от двенадцати конструктивных параметров экструдера $D, D_m, \alpha, \beta, \gamma, k, \Delta, \xi, f, \nu, \delta, d$.

2. Выведенное уравнение (10), которое при известных конструктивных параметрах экструдера позволяет рассчитать требуемое количество витков шнека.

3. При известном количестве витков шнека имеется возможность определения требуемой длины корпуса шнека в соответствии с соотношением (11).

Литература

1. Силин В.А. Исследование и расчет основных параметров шнековых машин для переработки пластических масс (горфа, керамических масс и пластмасс): автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Калинин–Киев, 1969. 48 с.
2. Сидоряк А.Н., Бесидский А.В., Юрков С.Г., Якушев О.И. Разработка математической модели волчка // Мясная индустрия, 2003. № 1. С. 37–40.
3. Шахов С.В., Пеленко В.В., Верболоз Е.И., Груздов П.В. Теоретическое описание закона распределения давления пищевого материала по длине винтового канала шнека в зависимости от сил трения в условиях стесненного сжатия // ФЭС: Финансы. Экономика. Стратегия. 2018. Т. 15. № 9. С. 63–74.
4. Берман Г.К., Ворожцов Л.А., Мачихин Ю.А. Течение вязкопластических масс в шнеке // Известия вузов. Пищевая технология. 1970. № 3, С. 160–161.
5. Мачихин Ю.А., Арет В.А. Формование конфетных масс выдавливанием. М.: [б.и.]. 1969. 35 с.
6. Мачихин Ю.А., Берман Г.К., Клаповский Ю.В. Формование пищевых масс. М.: Колос, 1992. 272с.
7. Усманов И.И., Пеленко В.В. Элементы теории расчета волчков. СПб.: Ношир, 2018. 88 с.
8. Эспиро З. Совершенствование рабочих органов машин для производства мясных полуфабрикатов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1993.
9. Мак-Келви Д.М. Переработка полимеров. М.: Химия, 1965. 444 с.
10. Андриященко А.Г. Исследование процесса трения мяса о стальную поверхность // Мясная индустрия СССР. 1978. № 1. С. 29–31.
11. Ивашов В.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. Часть 2. Оборудование для переработки мяса. СПб.: ГИОРД, 2007. 464 с.
12. Pelenko V., Usmanov I., Pokholchenko V., Smirnova I. Mathematical model of pressure formation process along the helix channel length of screw grinder. *KnE Life Sciences*, 2020, pp. 633–643.
13. Pelenko V., Ivanenko V, Verboloz E., Demchenko V., Usmanov I. Formation of the correct mathematical model of grinding raw meat in meat mincer. *KnE Life Sciences*. 2020, pp. 12–26.
14. Некоз О.И., Осипенко В. И., Філімонова Н.В., Батраченко О.В. Гідравлічний опір різального вузла вовчків // Вісник Хмельницького національного університету, 2015. № 3. С. 13–18.
15. Schnackel W., Krickmeier J., Oktaviani, Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur optimierung des wolfprozesses. Teil 1. *Fleischwirtschaft*, 2011, no. 7, pp. 83–87.
16. Schnackel W., Krickmeier J., Pongjanyanukul W., Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur optimierung des wolfprozesses. Teil 1. *Fleischwirtschaft*, 2012, no. 1, pp. 88–92.
17. Лепеш Г.В., Пеленко В.В., Хлыновский А.М., Усманов И.И. Оценка влияния конусности корпуса экструдера на закон распределения давления по его длине // Техничко-технологические проблемы сервиса. 2020. №2(52). С. 48–54.
18. Пеленко В.В., Малякво Д.П., Усманов И.И., Екимов В.Г., Крысин А.Г. Оптимизация процессв измельчения пищевых материалов в волчках // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2016. № 2. С. 32–39.

References

1. Silin V.A. Research and calculation of the main parameters of screw machines for processing plastic masses (peat, ceramic masses and plastics). *Extended abstract of Doctor's thesis*. Kalinin–Kiev, 1969. 48 p. (In Russian).

2. Sidoryak A.N., Besidsky A.V., Yurkov S.G., Yakushev O.I. Development of the mathematical model of the top. *Meat Industry*. 2003, no. 1, pp. 37–40 (*In Russian*).
3. Shakhov S.V., Pelenko V.V., Verboloz E.I., Gruzlov P.V. Theoretical description of the law of pressure distribution of food material along the length of the screw channel of the screw depending on the friction forces in the conditions of constrained compression. *FES: Finance. Economy. Strategy*. 2018, V. 15, no. 9, pp. 63–74 (*In Russian*).
4. Berman G.K., Vorozhtsov L.A., Machikhin Yu.A. Flow of viscoplastic masses in the screw. *Food Technology*. 1970, no. 3, pp. 160–161 (*In Russian*).
5. Machikhin Yu.A., Aret V.A. *Forming candy masses by squeezing*. Moscow, 1969. 35 p. (*In Russian*).
6. Machikhin Yu.A., Berman G.K., Klapovsky Yu.V. *Forming food masses*. Moscow, Kolos Publ., 1992, 272 p. (*In Russian*).
7. Usmanov I.I., Pelenko V.V. *Elements of the theory of calculating volchkov*. St. Peterburg, Noshir Publ., 2018, 88 p. (*In Russian*).
8. Espiro Z. Improving the working bodies of machines for the production of meat semi-finished products. *Extended abstract of candidate's thesis*. Kiev, 1993. (*In Russian*).
9. McKelvey J.M. *Polymer processing*, Moscow, Chemistry Publ., 1965, 444 p. (*In Russian*).
10. Andryushchenko A.G. Investigation of the process of meat friction on a steel surface. *Meat Industry of the USSR*, 1978, no. 1, pp. 29–31 (*In Russian*).
11. Ivashov V.I. Technological equipment of meat industry enterprises. Part 2. *Equipment for meat processing*. St. Peterburg, GIORD Publ., 2007. 464 p. (*In Russian*).
12. Pelenko V., Usmanov I., Pokholchenko V., Smirnova I. Mathematical model of pressure formation process along the helix channel length of screw grinder. *KnE Life Sciences*, 2020, pp. 633–643.
13. Pelenko V., Ivanenko V., Verboloz E., Demchenko V., Usmanov I. Formation of the correct mathematical model of grinding raw meat in meat mincer. *KnE Life Sciences*. 2020, pp. 12–26.
14. Nekozi O.I., Osipenko V.I., Filimonova N.V., Batrachenko O.V. Hydraulic resistance of the cutting unit of wolves. *Herald of Khmelnytsky National University*. 2015, no. 3, pp. 13–18 (*In Ukrainian*).
15. Schnackel W., Krickmeier J., Oktaviani, Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 1. *Fleischwirtschaft*, 2011, no. 7, pp. 83–87.
16. Schnackel W., Krickmeier J., Pongjanyanukul W., Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 1. *Fleischwirtschaft*, 2012, no. 1, pp. 88–92.
17. Lepesh G.V., Pelenko V.V., Khlynovsky A.M., Usmanov I.I. Evaluation of the influence of the taper of the extruder body on the law of pressure Distribution along its length. *Technico-tehnologicheskie Problemy Servisa*. 2020, no. 2(52), pp. 48–54. (*In Russian*).
18. Pelenko V.V., Malyavko D.P., Usmanov I.I., Ekimov V.G., Krysin A.G. Optimization of the process of grinding food materials in tops. *Processes and Food Production Equipment*. 2016, no. 2, pp. 32–39 (*In Russian*).

Статья поступила в редакцию 25.08.2020